



Tugas Akhir - TM 141585

***PERANCANGAN UNIT MESIN PENDINGIN (COLD STORAGE)
UNTUK PRODUK KARKAS SAPI KAPASITAS 25 TON DENGAN
KOMBINASI REFRIGERASI KOMPRESI UAP, REFRIGERASI
ABSORPSI, DAN FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR DI
KABUPATEN PAMEKASAN-MADURA***

CANNY CADO DWI PUTRI AYU
NRP : 2113100031

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



Final Project - TM 141585

***DESIGN OF COLD STORAGE FOR BEEF CARCASS OF 25 TON
CAPACITY BY COMBINED ABSORPTION AND VAPOUR
COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM AND FLAT PLATE
SOLAR COLLECTOR IN PAMEKASAN – MADURA***

CANNY CADO DWI PUTRI AYU
NRP : 2113100031

Academic Supervisor
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Industrial Technology Faculty
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

PERANCANGAN UNIT MESIN PENDINGIN (COLD STORAGE) UNTUK PRODUK KARKAS SAPI KAPASITAS 25 TON DENGAN KOMBINASI DAUR KOMPRESI UAP DAN REFRIGERASI ABSORPSI DAN FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR DI KABUPATEN PAMEKASAN-MADURA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

CANNY CADO DWI PUTRI AYU

NRP. 2113 100 031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.P. (Pembimbing)
NIP. 195312191981031001
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng. (Pengjui I)
NIP. 195310191979031002
3. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. (Pengjui II)
NIP. 196505051990031005
4. Aida Annisa Amin Daman, S.T., MT (Pengjui III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2017

PERANCANGAN UNIT MESIN PENDINGIN (*COLD STORAGE*) UNTUK PRODUK KARKAS SAPI KAPASITAS 25 TON MENGGUNAKAN KOMBINASI DAUR KOMPRESI UAP, REFRIGERASI ABSORPSI, DAN *FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR* DI KABUPATEN PAMEKASAN-MADURA

Nama : Canny Cado Dwi Putri Ayu
NRP : 2113 100 031
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME

Abstrak

Daging merupakan salah satu hasil ternak yang hampir tidak dapat dipisahkan dari kehidupan manusia. Namun dari semua jenis daging, daging sapi menjadi primadona bagi kalangan masyarakat Indonesia. Bahkan, pemerintah mendatangkan daging sapi impor untuk memenuhi kebutuhan pangan masyarakat. Kabupaten Pamekasan merupakan salah satu daerah dengan produksi daging sapi tertinggi di Pulau Madura. Bahkan tidak sedikit yang disuplai ke luar daerah, seperti daerah Situbodo dan Bondowoso melalui jalur laut. Namun, distribusi daging dilakukan dengan cara yang tidak efektif, yaitu dengan cara mengangkut sapi dalam keadaan hidup agar proses penyembelihan dapat dilakukan di tempat tujuan untuk mempertahankan kualitas daging. Proses ini akan lebih baik jika pengiriman dilakukan setelah daging sapi diawetkan dengan cara dibekukan setelah proses penyembelihan. Selain itu, Pamekasan juga memiliki potensi iradiasi matahari yang memungkinkan. Sehingga, dapat dilakukan perancangan mesin pendingin untuk pengawetan karkas sapi di Pamekasan dengan memanfaatkan energi panas matahari menggunakan pengumpul energi matahari berbentuk plat datar (flat plate solar collector).

Perancangan cold storage ini terdiri dari rancangan konstruksi dan sistem pendingin. Sistem pendingin yang akan

dirancang menggunakan kombinasi daur refrigerasi absorpsi dengan kompresi uap hingga mencapai temperatur karkas sapi 25ton yang uniform hingga -20°C . Refrigeran yang digunakan yaitu ammonia (R717) untuk sistem kompresi uap dan pasangan absorben-refrigeran yaitu air-ammonia pada sistem absorpsi. Variasi dilakukan pada konsentrasi air-ammonia untuk larutan lemah 10%, 20%, 30%, dan 40%.

Hasil yang diperoleh dari perancangan ini selain rancangan konstruksi adalah perhitungan beban pendinginan tertinggi yaitu bulan Januari pada 15 jam waktu pendinginan 859595.541 Btu/hr atau 251.922 KW. Nilai Coefficient of Performance (COP) terbaik untuk sistem absorpsi yaitu pada persentase water-ammonia untuk weak solution 0.40 dengan COP 0.794. Luas Flat Plate Solar Collector terkecil yaitu pada variasi persentasi water-ammonia untuk weak solution 0.40 yaitu 300.703 m^2 . Nilai COP untuk sistem kompresi uap yaitu 3.375 dan lebih kecil daripada sistem pendingin Carnot sistem kompresi uap. Selain itu, diperoleh juga komponen-komponen penting sistem dari katalog.

Kata kunci: Cold storage, Flat Plate Solar Collector, Absorpsi

**DESIGN OF COLD STORAGE FOR BEEF CARCASS OF
25 TON CAPACITY BY COMBINED ABSORPTION AND
VAPOUR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM
AND FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR IN
PAMEKASAN – MADURA**

Name : Canny Cado Dwi Putri Ayu
NRP : 2113 100 031
Department/Faculty : Mechanical Engineering / FTI – ITS
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME

Abstract

Meat is one of product in farming sector. People almost consume meat everyday in their whole life. However, from all kinds of meat, Indonesian like to eat beef than others. On the contrary, the government import beef from other countries to serve a society's demand of consuming beef. Pamekasan regency is one of the region which has the highest production of beef carcass in Madura. Moreover, they export the beef carcass to other region like Situbondo and Bondowoso by shipping distribution. But, they do the uneffective distribution. Before shipping, exporting is done by picking the live cows up with car and cut them off in the destination place. The purpose of that is to make longest live of beef. It will be better if the cows are cut off first and make them freeze, so the distribution is easier because distribute the freezed beef. In the other hand, Pamekasan regency has a good potential in solar irradiation. So that, it can design a cold storage for freezing beef carcass in Pamekasan by collecting solar energy with flat plate solar collector.

The design of this cold storage is divided by construction design and refrigeration system. This design will combine absorption and vapor compression refrigeration system to make the uniform temperature of beef carcass -20°C in 25ton capacity. This refrigeration system will use ammonia (R717) as the refrigerant and aquos-ammonia as the absorbent-refrigerant for

absorption system. This cold storage will have variation of aquos-ammonia weak solution 10%, 20%, 30%, and 40%.

The result from this design is construction design. Besides that, the result is the highest cooling load estimation in January on 15 hours cooling time is 859595.541 Btu/hr or 251.922 KW. The highest value of Coefficient of Performance (COP) for absorption refrigeration system is in the concentration of 40% aquos-ammonia weak solution with COP 0.794. The lowest surface area of flat plate solar collector is in the 40% of aquos-ammonia weak solution with 300.703 m². The value of COP for vapor compression refrigeration system is 3.375 and lower than COP of Carnot system in vapor compression system. The other result is all important components of refrigeration system from catalogue.

Key words: Cold storage, Flat Plate Solar Collector, Absorption

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur saya panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir yang berjudul: ***“PERANCANGAN UNIT MESIN PENDINGIN (COLD STORAGE) UNTUK PRODUK KARKAS SAPI KAPASITAS 25 TON DENGAN KOMBINASI DAUR KOMPRESI UAP DAN REFRIGERASI ABSORPSI DAN FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR DI KABUPATEN PAMEKASAN-MADURA”*** ini dapat diselesaikan dengan baik.

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Dalam rangka tersebut, maka disusunlah tugas akhir ini. Selain itu, tugas akhir ini juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada:

1. Pihak yang sangat khusus bagi saya, yaitu Bapak dan Mami saya yang sangat saya cintai, **Bapak Syafiuddin dan Mami Kamariyah** yang selalu memberikan doa, semangat, nasihat agar saya tidak menyerah menyelesaikan studi ini. Terima kasih Bapak dan Mami karena sudah menjadi tempat saya untuk mencurahkan segala keluh-kesah, tangis, dan tawa.
2. Kakak saya satu-satunya yang tersayang, **Kak Fera Flymesfari Eka Putri**. Terima kasih atas semangat selama ini serta telah menjadi tempat untuk mencurahkan isi hati dan segala mimpi tentang kehidupan.
3. **Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME** sebagai dosen pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan kepada penulis sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.
4. Sahabat saya yang sangat tulus, **Alfin Rofiatun Sah Putri**. Terima kasih selalu menyemangati dalam apa pun keadaan

saya, terima kasih sudah bermimpi bersama. Saat ini satu langkah untuk menuju mimpi saya terkabul.

5. Sahabat masa kecil saya, **Khuroini Sukmaning Dari**. Terima kasih sudah membuat masa kecil saya bahagia dan penuh dengan mimpi. Terima kasih atas semangat dan keceriaan selama ini.
6. Sahabat terbaik saya mulai mahasiswa baru hingga saat ini, **Dewani Intan, Dian Riyana, dan Roni Yandaka** yang selalu ceria menemani saya.
7. Sahabat masa kuliah saya, **Nurul Khafidatus Sholihah** yang selalu menemani saya menyelesaikan tahap demi tahap perjuangan saya di Mesin ITS, serta selalu mendukung dan menjadi tempat mencurahkan suka duka hingga saya dapat menyelesaikan studi ini.
8. **Andrian Sutriawan** sebagai teman seperjuangan tugas akhir saya.
9. Seluruh teman-teman Lab Rekayasa Termal Teknik Mesin FTI – ITS.
10. Semua pihak yang namanya tidak tercantum di atas yang banyak-banyak membantu kelancaran penyelesaian tugas akhir ini.

Kekurangan atau ketidaksempurnaan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena ketidaksengajaan. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca, terima kasih.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak.....	i
v	
Abstract.....	vi
KATA	
PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR	
GAMBAR.....	xiii
DAFTAR	
TABEL.....	xvii
BAB I.....	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Perancangan.....	4
1.5 Manfaat Perancangan.....	4
BAB II.....	5
DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Daging Sapi (Beef)	5
2.2 Daur Refrigerasi Kompresi Uap	7
2.2.1 Analisis Balans Energi Sistem Kompresi Uap.....	8
2.2.2 Analisis Balans Energi pada Volume Atur	
Kompresi Uap	9
2.3 Daur Refrigerasi Absorpsi	12
2.3.1 Sistem Pendingin Absorpsi Air-Ammonia	12
2.3.2 Analisis Balans Energi Sistem Refrigerasi	
Absorpsi	13
2.3.3 Analisis Balans Energi Setiap Komponen	
Refrigerasi Absorpsi.....	14
2.4 Refrigerant Ammonia (R717).....	17
2.5 Solar Collector System	18
2.5.1 Flat Plate Solar Collector.....	19

2.5.2	Penyimpan Kalor	21
2.6	Beban Pendinginan Cold Storage	22
2.7	Pola Aliran Udara dan Lokasi Peralatan Pendistribusian Udara.....	26
2.8	Penelitian Terdahulu	27
2.8.1	Dipankar N. Basu dan A. Ganguly (2015).....	27
2.8.2	Studi Eksperimental oleh S.A.M Sahid, dkk (2015)	30
BAB III.....		33
METODOLOGI PERANCANGAN		33
3.1	Sistematika Perancangan	33
3.2	Flowchart Perancangan.....	33
3.3	Identifikasi Masalah dan Tahap Persiapan	34
3.4	Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data.....	34
3.5	Tahap Permodelan	37
3.5.1	Permodelan Sistem Pendingin	37
3.5.2	Permodelan Cold Storage	40
3.6	Flowchart Perhitungan	42
3.7	Jadwal Kegiatan	45
BAB IV.....		47
HASIL DAN PEMBAHASAN.....		47
4.1	Estimasi Beban Pendinginan.....	47
4.1.1	Perhitungan Beban Eksternal.....	47
4.1.2	Perhitungan Beban Internal.....	59
4.1.3	Perhitungan Beban Infiltrasi	67
4.2	Perhitungan Daur Kompresi Uap Mesin Cold Storage.....	71
4.3	Perhitungan Daur Absorpsi Mesin Cold Storage.....	73
4.4	Perhitungan Sistem Solar Collector	82
4.5	Pemilihan Komponen.....	83
BAB V.....		85
KESIMPULAN DAN SARAN.....		85
5.1	Kesimpulan	85
5.2	Saran	85
DAFTAR PUSTAKA.....		87
LAMPIRAN.....		88

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 2 Bagian dari karkas sapi, forequarter (kiri) dan hindquarter (kanan).....	5
Gambar 2. 1 Diagram persentase penurunan kadar air fungsi waktu pendinginan. [3]	5
Gambar 2. 3 Skema kontrol volume siklus refrigerasi uap satu tingkat.	7
Gambar 2. 4 (a) Diagram temperatur-entropi; (b) Diagram temperatur-entalphi refrigerasi uap sederhana [6]	8
Gambar 2. 5 Skema kontrol volume pada kompresor.....	9
Gambar 2. 6 Skema volume atur pada kondensor	10
Gambar 2. 7 Skema volume atur untuk evaporator	11
Gambar 2. 8 Skema balans energi sistem refrigerasi absorpsi....	13
Gambar 2. 9 Skema balans energi pada evaporator dalam ARS	14
Gambar 2. 10 Skema kontrol volume pada kondensor dalam ARS	14
Gambar 2. 11 Skema kontrol volume absorber	15
Gambar 2. 12 Skema kontrol volume untuk generator	16
Gambar 2. 13 Keseimbangan energi untuk sistem pengumpul energi matahari.....	18
Gambar 2. 14 Pengumpul energi matahari plat datar	19
Gambar 2. 15 Lokasi Penempatan Peralatan Pendistribusian Udara (a) high wall; (b) ceiling; dan (c) Floor atau Sill	26
Gambar 2. 16 Grafik hubungan energi SPV, beban pendinginan terhadap waktu (hasil penelitian Basu dan Ganguly)	27
Gambar 2. 17 Grafik pengaruh beban pendinginan terhadap COP dan waktu (hasil penelitian Basu dan Ganguly)	28
Gambar 2. 18 Skema perancangan sistem pendingin Basu dan Ganguly.....	29
Gambar 2. 19 Skema mesin pendingin milik S.A.M Sahid, et al	30
Gambar 2. 20 Grafik COP terhadap waktu (hasil penelitian S.A.M Sahid, et al)	31
Gambar 3. 1 Flowchart Perancangan.....	33

Gambar 3. 3 Daur refrigerasi absorpsi dengan sistem kolektor energi surya.....	38
Gambar 3. 2 Sistem kolektor energi surya.....	38
Gambar 3. 4 Perancangan sistem mesin pendingin (cold storage) yang akan dirancang	39
Gambar 3. 5 Bagian dalam mesin pendingin (cold storage).....	40
Gambar 3. 6 Bagian langit-langit (ceiling) mesin pendingin (cold storage).....	40
Gambar 3. 7 Penampang dinding mesin pendingin, Cold Storage	41
Gambar 3. 8 Desain pintu Cold Storage	42
Gambar 4. 1 Proyeksi ruang cold storage berdasarkan proyeksi arah mata angin.....	47
Gambar 4. 2 Grafik Fungsi Beban Dinding terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)	50
Gambar 4. 3 Grafik Fungsi Beban Jendela Kaca terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)	52
Gambar 4. 4 Grafik Fungsi Beban Pintu terhadap Waktu Pendinginan (dalam sehari).....	54
Gambar 4. 5 Desain Lantai Cold Storage	54
Gambar 4. 6 Grafik Fungsi Beban Lantai terhadap Waktu Pendinginan (dalam sehari).....	57
Gambar 4. 7 Grafik Fungsi Beban Atap terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)	59
Gambar 4. 8 Dimensi Bagian Hindquarter Karkas sebagai Sampel Produk	60
Gambar 4. 9 Distribusi Temperatur Karkas Sapi terhadap 24 jam Waktu Pendinginan.....	63
Gambar 4. 10 Beban Produk Karkas Rata-rata Fungsi Waktu Pendinginan.....	65
Gambar 4. 11 Penambahan Karkas Sapi dalam Cold Storage	66
Gambar 4. 12 Perbandingan Beban Internal dan Eksternal Cold Storage	67
Gambar 4. 13 Beban Infiltrasi Fungsi Waktu Pendinginan	69

Gambar 4. 14 Skema dan Data Evaporator Sistem Kompresi Uap Sederhana.....	71
Gambar 4. 15 Skema dan Data Kondensor Sistem Kompresi Uap	71
Gambar 4. 16 Skema dan Data Kompresor pada Sistem Kompresi Uap.....	72
Gambar 4. 17 Diagram Tekanan-Entalpi Sistem Kompresi Uap	73
Gambar 4. 18 Skema dan Data Evaporator Sistem Absorbsi	74
Gambar 4. 19 Skema dan Data Kondensor Sistem Absorbsi.....	74

*“Tugas Akhir ini saya persembahkan untuk yang tersayang;
Bapak Syafiuddin, Mami Kamariyah,
dan Kakak Fera Flymesfari Eka Putri”*

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Tingkat ketahanan daging terhadap temperatur pendinginan (dalam satuan bulan)	6
Tabel 2. 2 Kalor jenis beberapa bahan yang dapat digunakan sebagai penyimpan panas [6]	21
Tabel 2. 3 Kalor pembentukan bahan-bahan penyimpan kalor laten [6]	22
Tabel 2. 4 Persamaan beban pendinginan Internal [7]	23
Tabel 2. 6 Persamaan beban pendinginan infiltrasi	25
Tabel 3. 1 Tabel data perancangan	34
Tabel 3. 2 Data desain awal berdasarkan tingkat keadaan untuk sistem absorpsi	36
Tabel 3. 3 Data desain awal berdasarkan tingkat keadaan untuk sistem kompresi uap	37
Tabel 4. 1 Data Material Dinding Cold Storage	48
Tabel 4. 2 Thermal Resistance, R (Hr.ft.°F/Btu) untuk Material Lantai Cold Storage	55
Tabel 4. 3 Parameter Penunjang Proses Estimasi Beban Produk	60
Tabel 4. 4 Properties Karkas Sapi pada Kondisi 1-2 dan 3-4	61
Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan Total Beban Pendinginan untuk Tiap Bulan terhadap Waktu Pendinginan	70
Tabel 4. 6 Hasil Perhitungan Variasi Persentase Ammonia pada Absorber	78
Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Variasi Persentase Ammonia pada Generator	80
Tabel 4. 8 Hasil Perhitungan COP untuk Variasi Weak Solution Sistem Absorpsi	80
Tabel 4. 9 Hasil Perhitungan Luas Solar Collector	82
Tabel 4. 10 Komponen Penyusun Cold Storage	83

"Halaman sengaja dikosongkan"

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Daging merupakan salah satu hasil ternak yang hampir tidak dapat dipisahkan dari kehidupan manusia. Selain dapat diolah menjadi beraneka ragam jenis masakan, daging juga memiliki kandungan gizi dan protein yang tinggi. Namun dari semua jenis daging, daging sapi menjadi primadona bagi kalangan masyarakat Indonesia. Proyeksi konsumsi daging sapi nasional tahun 2016 mencapai 738.025 ton. Bahkan, pemerintah mendatangkan daging sapi impor untuk memenuhi kebutuhan pangan masyarakat sebanyak 268.790 ton karena produksi lokal hanya berkisar 469.235 ton. [1]

Kabupaten Pamekasan merupakan salah satu daerah dengan produksi daging sapi tertinggi di Pulau Madura. Produksi daging sapi di Kabupaten Pamekasan mencapai rata-rata 2.656 ton setiap bulan menurut Dinas Peternakan Pamekasan, sehingga tidak membutuhkan daging impor dan sudah cukup memenuhi kebutuhan daging warga Pamekasan. Bahkan tidak sedikit yang disuplai ke luar daerah, seperti daerah Situbodo dan Bondowoso melalui jalur laut. Namun, distribusi daging dilakukan dengan cara yang tidak efektif, yaitu dengan cara mengangkut sapi dalam keadaan hidup agar proses penyembelihan dapat dilakukan ditempat tujuan untuk mempertahankan kualitas daging. [2]

Daging sapi memang merupakan komoditas yang cepat mengalami kerusakan. Kerusakan ini disebabkan oleh aktivitas mikroorganisme pembusuk atau perusak yang berkembangbiak di dalam daging. Hal ini disebabkan oleh kadar air yang tinggi pada daging (85-95%) serta daging kaya akan zat yang mengandung nitrogen, mengandung sejumlah zat yang dapat difermentasikan, kaya mineral, dan pH yang sesuai untuk perkembangan mikroorganisme (5,5-5,7) [3]. Oleh karena itu, dilakukan proses pendinginan atau pembekuan dengan mesin pendingin, *cold*

storage hingga temperatur -20°C untuk mempertahankan kualitas daging sapi.

Terdapat beberapa penelitian tentang perancangan ulang *cold storage*. Dari penelitian yang pernah ada, perancangan dilakukan untuk mengawetkan ikan sebagai pengganti penggunaan balok es untuk mengawetkan ikan di kapal nelayan, Nafrizal (2008). Perancangan dengan inovasi mesin pendingin berukuran *mobile* untuk produk ikan tuna pun telah dilakukan oleh Bagus Dewaji (2011).

Namun, penelitian dengan menggunakan energi pendinginan yang diperoleh dari pemanfaatan energi matahari masih terbilang sedikit. Dipankar dan Ganguly (2015) melakukan penelitian dan perancangan dengan pemanfaatan matahari sebagai energi pendinginan. Penelitian tersebut membahas tentang pengaruh beban pendinginan terhadap *coefficient of performance* dengan menyertakan analisis *flat plate collector* dengan *solar photovoltaic* serta analisis ekonomi teknik untuk produk kentang di India. Namun suhu yang dihasilkan tidak kurang dari 10°C . [4]

Pemanfaatan energi matahari sesuai dengan potensi wilayah Pamekasan yang memiliki intensitas radiasi matahari cukup besar, menurut GeoModel Solar; dengan kisaran 1900 hingga 2100 kWh/m^2 dan beriklim tropis dengan temperatur rata-rata tahunan berkisar antara $26-28^{\circ}\text{C}$ dan beriklim Aw menurut klasifikasi Köppen-Geiger dengan curah hujan lebih rendah daripada tropis. Oleh karena itu, penulis ingin mengoptimalkan potensi daerah Pamekasan melakukan perancangan unit *cold storage* dengan kapasitas 25 ton karkas memanfaatkan energi matahari menggunakan *flat plate solar collector* dengan kombinasi refrigerasi absorpsi dan kompresi uap untuk proses pembekuan daging sapi hingga temperatur -20°C bagi wilayah produsen daging di Pamekasan.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas dalam tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Bagaimana beban pendinginan *cold storage* dengan kapasitas 25 ton.
2. Bagaimana perhitungan *coefficient of performance* mesin pendingin untuk sistem pendingin absorpsi dengan variasi persentase ammonia *weak solution* 10%, 20%, 30% dan 40% serta *coefficient of performance* untuk sistem pendingin kompresi uap.
3. Bagaimana perancangan dan pemilihan komponen berdasarkan katalog serta instalasi sistem pendinginan kombinasi siklus refrigerasi absorpsi uap dengan kompresi uap.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Mesin pendingin, *cold storage* menggunakan kombinasi siklus refrigerasi absorpsi dengan siklus refrigerasi kompresi uap.
2. Kapasitas *cold storage* yang akan dirancang sebesar 25 ton sesuai produksi minimum daerah di Kabupaten Pamekasan dengan dimensi 5m x 4m x 2m.
3. Proses pengawetan dilakukan dengan mendinginkan hingga membekukan daging dengan temperatur uniform yaitu -20°C.
4. *Refrigerant* yang digunakan yaitu Ammonia, R717 untuk refrigerasi kompresi uap, sedangkan *Absorber* yang digunakan pada refrigerasi absorpsi yaitu fluida air-ammonia.
5. Perancangan tidak melibatkan analisa ekonomi dan manufaktur.
6. Kondisi udara *steady* dan aliran refrigeran *steady flow*.
7. Kalor yang diserap oleh evaporator di dalam *cold storage* sama besar dengan beban pendinginan total dan tidak memperhitungkan *losses*.

8. Kalor yang diserap oleh pengumpul energi matahari dianggap menyerap sempurna dan tidak memperhitungkan *losses*.
9. Produk karkas diasumsikan sebagai air 60%.

1.4 Tujuan Perancangan

Tujuan Perancangan dalam tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Mengetahui estimasi beban pendinginan *cold storage* dengan kapasitas 25 ton.
2. Mengetahui perhitungan *coefficient of performance* mesin pendingin untuk sistem pendingin absorpsi dengan variasi persentase ammonia *weak solution* 10%, 20%, 30% dan 40% serta *coefficient of performance* untuk sistem pendingin kompresi uap.
3. Mengetahui perancangan dan pemilihan komponen berdasarkan katalog serta instalasi sistem pendinginan kombinasi siklus refrigerasi absorpsi dengan kompresi uap.

1.5 Manfaat Perancangan

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

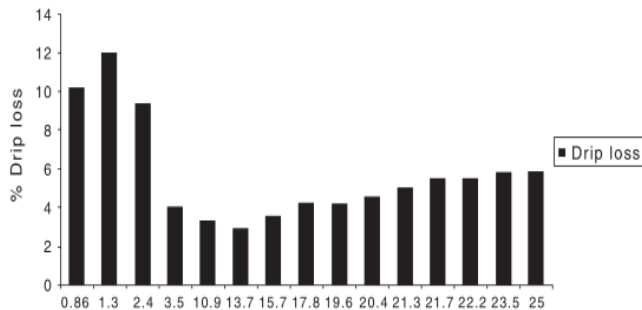
1. Di dalam dunia industri, terkhusus kepada industri bahan pangan peranan mesin pendingin atau *cold storage* sangat penting.
2. Bagi kalangan akademis terkhusus kepada mahasiswa, penelitian ini diharapkan mampu menambah khasanah kajian tentang proses perancangan mesin pendingin, *cold storage* serta dapat mengaplikasikannya sebagai salah satu *engineering value* agar dapat bermanfaat bagi orang lain.
3. Bagi masyarakat dapat membuka pandangan tentang proses pengawetan dan distribusi bahan pangan dengan baik.

BAB II

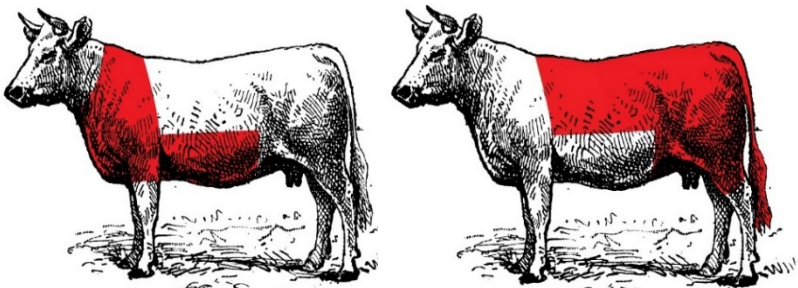
DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Daging Sapi (*Beef*)

Daging sapi yang adalah produk peternakan merupakan komoditi pangan utama di dunia. Daging sapi mudah ditemui di pasaran, namun harganya cukup fluktuatif. Kriteria daging sapi yang baik yaitu berserat tebal, berwarna merah darah ketika dalam keadaan segar, dan berbau gurih. Daging sapi yang baik untuk dikonsumsi adalah daging sapi segar yang memiliki banyak kandungan protein dan kaya akan gizi, seperti: zat besi, zinc, vitamin B kompleks, dan omega 3.



Gambar 2. 2 Diagram persentase penurunan kadar air fungsi waktu pendinginan. [3]



Gambar 2. 1 Bagian dari karkas sapi, *forequarter* (kiri) dan *hindquarter* (kanan)

Namun, daging sapi sangat rentan terhadap perkembangbiakan mikroorganisme sehingga mengakibatkan kebusukan dan kerusakan tekstur daging. Tingkat pembusukan bergantung pada jumlah, jenis, laju pertumbuhan mikroorganisme, kondisi penyimpanan (suhu dan pengondisian udara), dan karakteristik (pH serta kadar air) daging. pH daging sapi segar berkisar antara 5,5 hingga 5,7. Daging sapi juga memiliki kandungan air yang sangat banyak. Untuk sapi yang baru saja disembelih, kadar air dalam otot-otot sapi mencapai 85% hingga 95%. Oleh karena itu, agar kualitas kandungan dalam daging sapi terjaga, perlu dilakukan proses pengawetan, yaitu pendinginan. Namun, kandungan air di dalam daging sapi akan mengalami pengurangan akibat proses tersebut seperti yang ditunjukkan oleh gambar 2.1 dalam gambar tersebut dijelaskan hubungan antara persentase penurunan kadar air dalam daging dengan lama waktu pendinginan.

Tabel 2. 1 Tingkat ketahanan daging terhadap temperatur pendinginan (dalam satuan bulan)

Source temperature (°C)	1 -20	2 -18	3 -18	Average at -18	Range at -18
Species					
Beef	12	12	18	10.2	2.8-19.4
Pork	6	8	12	17.4	2.8-23.3
Lamb	10	12	24	7.8	2.8-24.3
Chicken	12	10	18	13.6	6.0-23.3

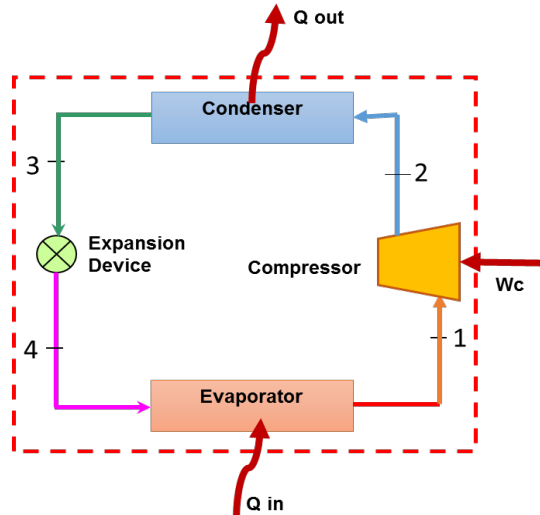
Source: James and Evans, 1997.

Selain berpengaruh kepada pengurangan kandungan air di dalam daging temperatur pendinginan juga memengaruhi daya tahan suatu daging. Tabel 2.1 menjelaskan hasil penelitian yang dilakukan oleh James dan Evan [1997] mengenai temperatur pendinginan dalam *storage* memengaruhi seberapa lama daging dapat bertahan (dalam satuan bulan). Pada tabel 2.1 diberikan

variasi temperatur berkisar antara -18°C hingga -20°C pada beberapa jenis spesies; seperti: babi, sapi, kambing, dan ayam. Daging sapi mentah dapat bertahan hingga 12 bulan dalam *cold storage* dengan temperatur -20°C . [3]

Karkas sapi tersusun atas 2 bagian utama, yaitu *hindquarter* dan *forequarter* seperti gambar 2.2. *Hindquarter* merupakan bagian tubuh sapi bagian belakang, yaitu punggung, sebagian tulang rusuk, dan paha, sedangkan *forequarter* merupakan bagian tubuh sapi depan, yaitu bagian dada, sebagian tulang rusuk, dan perut. Pada penulisan tugas akhir ini, perhitungan dilakukan dengan menggunakan produk karkas bagian *hindquarter* sebagai sampel seperti gambar 2.2.

2.2 Daur Refrigerasi Kompresi Uap



Gambar 2. 3 Skema kontrol volume siklus refrigerasi uap satu tingkat.

Kompresi uap merupakan sistem yang paling banyak digunakan dalam refrigerasi. Pada refrigerasi ini, uap ditekan dan

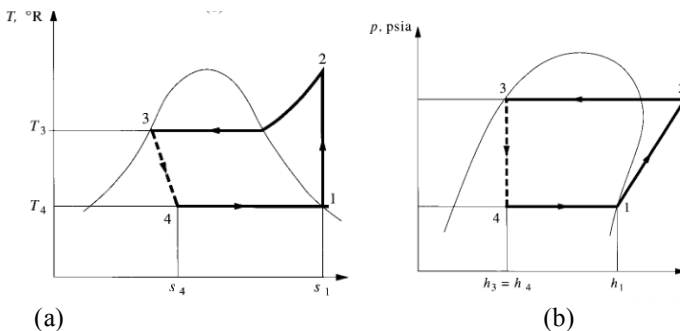
kemudian diembunkan menjadi cairan, selanjutnya tekanannya diturunkan hingga mencapai tekanan saturasi agar cairan tersebut dapat menguap kembali. Daur refrigerasi uap sederhana memiliki empat komponen yaitu: *evaporator*, kondensor, kompresor, dan katup ekspansi.

Proses daur kompresi uap standar dapat dilihat pada diagram temperatur-entropi seperti dalam gambar 2.3 (a). Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap yaitu: proses 1-2 merupakan kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor. Untuk proses 2-3 merupakan pelepasan kalor *reversibel* pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran. Proses 3-4 merupakan ekspansi ireversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan *evaporator*, serta proses 4-1 merupakan penambahan kalor *reversibel* pada tekanan tetap yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.

Dengan bantuan diagram enthalpi-tekanan (gambar 2.3 (b)), besaran yang penting dalam daur kompresi uap dapat diketahui. Besaran-besaran ini adalah kerja kompresi, laju pengeluaran kalor, dampak refrigerasi, koefisien prestasi atau *coefficient of performance* (COP), laju aliran massa untuk setiap kilowatt refrigerasi, dan daya per kilowatt refrigerasi.

2.2.1 Analisis Balans Energi Sistem Kompresi Uap

Berikut ini balans energi dari sistem pendingin kompresi uap berdasarkan gambar 2.2:



Gambar 2. 4 (a) Diagram temperatur-entropi; (b) Diagram temperatur-entalphi refrigerasi uap sederhana [6]

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cycle} - \dot{W}_{cycle} \dots\dots\dots (2.1)$$

Karena sistem diasumsikan dalam kondisi *steady state*, maka:

$$\dot{Q}_{cycle} - \dot{W}_{cycle} = 0 \dots\dots\dots (2.2)$$

Sehingga, balans energi sistem kompresi uap sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{condenser} - \dot{W}_{compressor} = 0 \dots\dots\dots (2.3)$$

2.2.2 Analisis Balans Energi pada Volume Atur Kompresi Uap

Balans energi suatu kontrol volume dirumuskan sebagai berikut [5]:

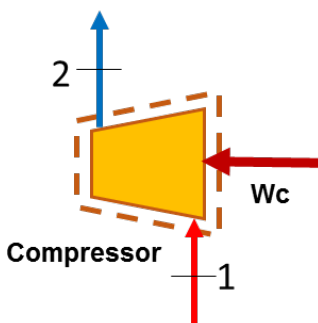
$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

Sehingga, dengan mengabaikan energi potensial dan kinetik serta mengasumsikan sistem dalam keadaan *steady state*, diperoleh persamaan berikut [5]:

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 0 \dots\dots\dots (2.5)$$

a. Analisis Kompresor

Kerja kompresi merupakan perubahan enthalpi pada proses 1-2 pada gambar 2.4. Perumusan ini sesuai dengan persamaan



Gambar 2. 5 Skema kontrol volume pada kompresor

aliran energi dalam keadaan *steady* [6], yaitu:

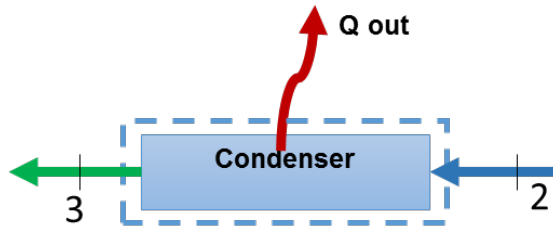
$$\dot{m}_{\text{refrigerant}}(h_2 - h_1) = \dot{W} - \dot{Q} \dots \dots \dots (2.6)$$

Pada proses kompresi adiabatik, nilai $q=0$, sehingga besar kerja kompresor dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka W dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_{\text{refrigerant}}(h_2 - h_1) \dots \dots \dots (2.7)$$

Persamaan (2.7) menghasilkan kerja yang bernilai negatif. Hal ini menunjukkan bahwa kerja kompresi diberikan kepada sistem.

b. Analisis Kondensor



Gambar 2. 6 Skema volume atur pada kondensor

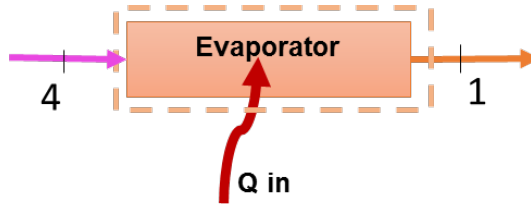
Pelepasan kalor, q adalah perpindahan panas pada proses 2-3, yaitu selisih enthalpi kondisi 3 dengan 2. Persamaan ini juga sesuai dengan balans energi dalam keadaan *steady* dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial, sehingga diperoleh persamaan berikut ini:

$$\dot{Q}_{\text{kondensor}} = \dot{m}_{\text{refrigerant}}(h_3 - h_2) \dots \dots \dots (2.8)$$

Persamaan (2.8) di atas menghasilkan kalor yang bernilai negatif. Hal ini dikarenakan kalor pada proses 2-3 dikeluarkan dari refrigeran. Nilai pelepasan kalor, q dibutuhkan untuk

mengetahui besarnya aliran cairan pendingin kondensor dan untuk merancang kondensor.

c. Analisis Evaporator



Gambar 2. 7 Skema volume atur untuk *evaporator*

Dampak refrigerasi adalah kalor yang dipindahkan pada proses 4-1. Besarnya kalor pada proses ini sangat diperlukan karena merupakan tujuan utama dari seluaruh sistem. Berikut ini persamaan yang balans energi dengan asumsi yang sama dengan persamaan (2.3):

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{refrigerant}}(h_1 - h_4) \dots \dots \dots (2.9)$$

d. Analisis Katup Ekspansi

Pada tingkat keadaan 3 dan 4 dalam kondisi *steady state* tidak terdapat kerja ataupun kalor, namun terjadi proses *throttling*. Hal ini mengakibatkan enthalpi pada tingkat keadaan 3 sama dengan tingkat keadaan 4. Proses ini disebut dengan isoenthalpi.

e. Koefisien Prestasi (COP)

Koefisien prestasi daur kompresi uap sederhana yaitu perbandingan kalor yang dipindahkan pada proses 4-1 dengan kerja kompresi pada proses 2-3. Berikut ini perumusan koefisien prestasi:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporator}}}{\dot{W}_{\text{compressor}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots \dots \dots (2.10)$$

2.3 Daur Refrigerasi Absorpsi

Daur refrigerasi absorpsi memiliki prinsip kerja yang hampir sama dengan daur kompresi uap, yaitu dengan menaikkan tekanan uap rendah dari *evaporator* menuju kondensor. Proses pada daur absorpsi yaitu pertama-tama menyerap uap yang keluar dari *evaporator* ke dalam suatu zat cair penyerap (*absorbing liquid*) yang sesuai sambil melepaskan kalor. Hal ini disebabkan panas yang terkandung dalam proses absorpsi digunakan untuk mengkonversi uap menjadi cairan (kondensasi). Kemudian, menaikkan tekanan zat cair dengan pompa, dan yang terakhir adalah membebaskan uap dari zat cair penyerap dengan pemberian kalor.

Berbeda dengan daur kompresi uap, daur absorpsi disebut sebagai daur yang dioperasikan oleh kalor (*heat-operated cycle*). Hal ini disebabkan oleh sebagian besar biaya operasi berkaitan dengan pemberian kalor yang diperlukan untuk melepaskan uap (refrigeran) berasal dari zat cair bertekanan tinggi. Namun, pada sistem absorpsi juga memerlukan kerja untuk menggerakkan pompa, tetapi jumlah kerja tersebut cukup kecil dibandingkan dengan jumlah kerja yang diperlukan pada daur kompresi uap.

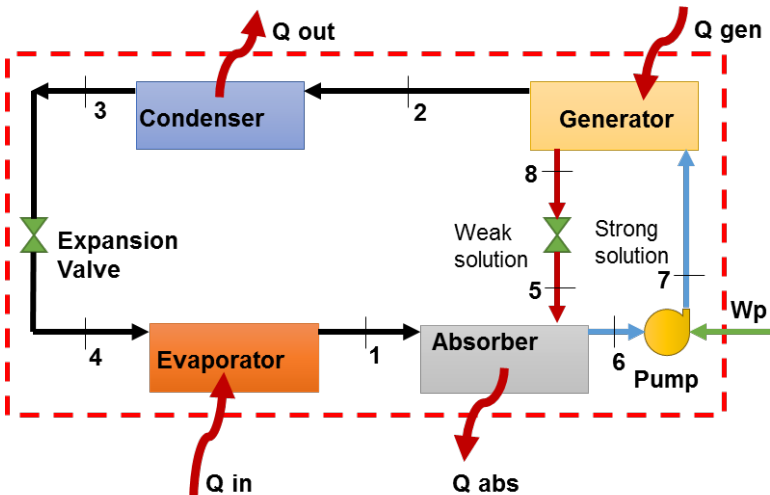
Daur refrigerasi absorpsi memiliki beberapa komponen yang sama dengan daur refrigerasi uap sederhana, yaitu *evaporator*, kondensor, serta katup ekspansi. Namun ada beberapa komponen tambahan pada daur ini, yaitu *absorber* dan generator. Hal ini dikarenakan kerja kompresi yang biasanya dilakukan oleh kompresor pada daur kompresi uap, digantikan oleh sistem generator, *absorber*, pompa, dan katup (*throttle valve*). Generator dalam daur refrigerasi absorpsi mendapatkan energi dari beberapa sumber energi, seperti sisa panas pembakaran pada kendaraan bermotor atau panas dari energi matahari dengan menggunakan pengumpul panas.

2.3.1 Sistem Pendingin Absorpsi Air-Ammonia

Sistem pendingin absorpsi dengan menggunakan air sebagai absorben dan ammonia (R717) sebagai refrigeran. Uap

ammonia murni dari *evaporator* menuju obsorber. Di dalam absorber terjadi pencampuran antara ammonia dengan air karena pengaruh gaya tarik antar molekul. Sehingga, larutan dalam bentuk *strong solution* dengan persentase ammonia yang cukup tinggi meninggalkan absorber menuju generator melalui pompa. Di dalam generator terjadi proses pemisahan *solution* dengan uap ammonia, sehingga uap ammonia murni keluar meninggalkan generator menuju kondensor dan larutan dalam bentuk *weak solution* kembali menuju absorber dengan *reducing valve*.

2.3.2 Analisis Balans Energi Sistem Refrigerasi Absorpsi



Gambar 2. 8 Skema balans energi sistem refrigerasi absorpsi

Balans energi sistem berdasarkan gambar 2.7 serta persamaan 2.1 dan 2.2 dengan mengabaikan energi potensial dan kinetik serta mengasumsikan kondisi *steady state*, dirumuskan sebagai berikut:

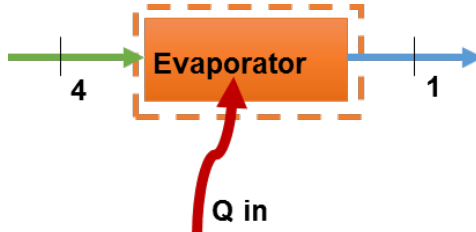
$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cycle} - \dot{W}_{cycle} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\dot{Q}_{cycle} - \dot{W}_{cycle} = 0 \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{generator} - \dot{Q}_{condenser} - \dot{W}_{pump} = 0 \dots\dots\dots (2.13)$$

2.3.3 Analisis Balans Energi Setiap Komponen Refrigerasi Absorpsi

a. Analisis Evaporator

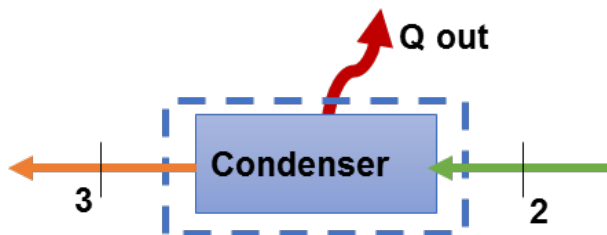


Gambar 2. 9 Skema balans energi pada *evaporator* dalam ARS

Berdasarkan persamaan 2.4 dan 2.5 dengan mengabaikan energi potensial dan kinetik pada kontrol volume, maka diperoleh persamaan balans energi untuk *evaporator* sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{refrigerant}}(h_1 - h_4) \dots\dots\dots (2.14)$$

b. Analisis Kondensor



Gambar 2. 10 Skema kontrol volume pada kondensor dalam ARS

Pada proses 2-3 terjadi pelepasan kalor oleh kondensor. Hal ini dikarenakan perubahan uap murni refrigeran menjadi liquid dengan tekanan yang sama. Balans energi proses ini dirumuskan sebagai berikut:

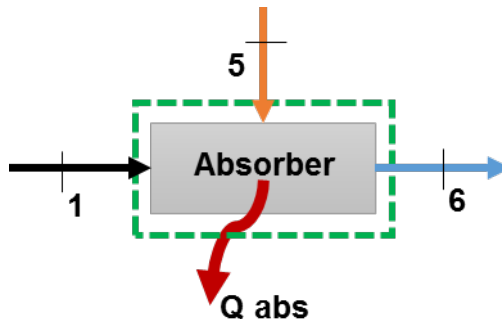
$$\dot{Q}_{kondensor} = \dot{m}_{refrigerant}(h_3 - h_2) \dots \dots \dots (2.15)$$

c. Analisis Katup Ekspansi

Pada saat refrigeran dalam bentuk liquid menuju katup ekspansi yaitu pada tingkat keadaan 3 ke tingkat keadaan 4, tidak terjadi pelepasan atau penyerapan kalor maupun kerja. Hal ini dikarenakan pada titik 3 menuju 4 merupakan proses *throttling* dengan menurunkan tekanan kondensor menjadi tekanan *evaporator*. Proses ini merupakan iso-enthalpi; yaitu enthalpi titik 3 sama dengan titik 4.

Pada titik 8 menuju titik 5 juga merupakan proses penurunan tekanan. Namun fluida yang dialirkan yaitu berupa *weak solution* dengan persentase refrigeran lebih sedikit daripada air pada saat keluar dari generator. Enthalpi titik 8 sama dengan enthalpi titik 5.

d. Analisis Absorber



Gambar 2. 11 Skema kontrol volume absorber

Absorber dalam refrigerasi absorpsi merupakan sebuah tangka pencampuran antara refrigeran dari *evaporator*, air, dan *weak solution* dari generator. Absorber mengeluarkan kalor akibat pencampuran *binary* tersebut. Oleh karena itu, selain keseimbangan energi, juga terdapat keseimbangan massa dan

konsentrasi. Keseimbangan tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

Keseimbangan energi:

$$\dot{Q}_{absorber} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \dots \dots \dots (2.16)$$

Keseimbangan massa:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.17)$$

Maka;

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \dots \dots \dots (2.18)$$

Keseimbangan konsentrasi (persentase refrigeran dalam absorben):

$$\dot{m}_1 c_1 + \dot{m}_5 c_5 = \dot{m}_6 c_6 \dots \dots \dots (2.19)$$

Keterangan:

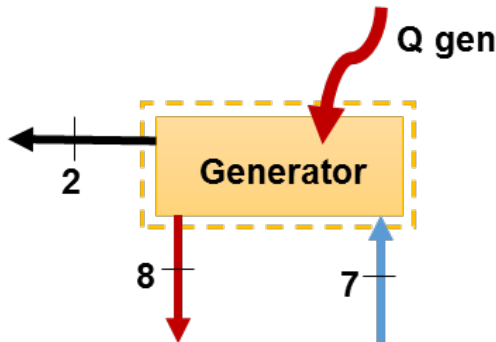
\dot{m}_1 = laju alir massa *vapour refrigerant* dari *evaporator*

\dot{m}_5 = laju alir massa *weak solution* dari generator

\dot{m}_6 = laju alir massa *strong solution* menuju generator

c = konsentrasi refrigeran dalam absorben

e. Analisis Generator



Gambar 2. 12 Skema kontrol volume untuk generator

Pada generator juga merupakan tempat bercampurnya *solution* untuk kemudian dipisahkan menjadi uap refrigeran murni kemudian dialirkan menuju kondensor. Generator juga mendapatkan kalor dari sumber eksternal. Berikut ini merupakan persamaan keseimbangan energi, massa, dan konsentrasi:

Keseimbangan energi:

$$\dot{Q}_{generator} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7 \dots\dots\dots (2.20)$$

Keseimbangan massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_2 \dots\dots\dots (2.21)$$

Keseimbangan konsentrasi:

$$\dot{m}_7 c_7 = \dot{m}_8 c_8 + \dot{m}_2 c_2 \dots\dots\dots (2.22)$$

f. Analisis Koefisien Prestasi (COP)

Daur absorpsi memiliki koefisien prestasi yang lebih kecil daripada daur kompresi uap sederhana. Hal ini dikarenakan peran generator, pompa, dan *fan* pendingin sangat besar daripada kalor yang dikeluarkan oleh *evaporator*. Koefisien prestasi daur refrigerasi absorpsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evaporator}}{\dot{Q}_{generator} + \dot{W}_{pompa}} \dots\dots\dots (2.23)$$

2.4 Refrigerant Ammonia (R717)

Ammonia (R717) merupakan refrigeran dengan tingkat kemurnian yang tinggi yaitu sebesar 98.99%. R717 memiliki tingkat kelembapan (*moisture*) sebesar < 200 ppm dan < 5 ppm minyak dan zat campuran lainnya (*impurities*). Oleh karena itu, ammonia ini sesuai dengan semua jenis daur refrigerasi.

R717 memiliki beberapa keunggulan, yaitu tidak berpotensi untuk mengakibatkan penipisan ozon, sehingga mengurangi pemanasan global. Selain itu, refrigeran ini memiliki sifat termodinamika yang sangat baik. Dengan demikian, R717

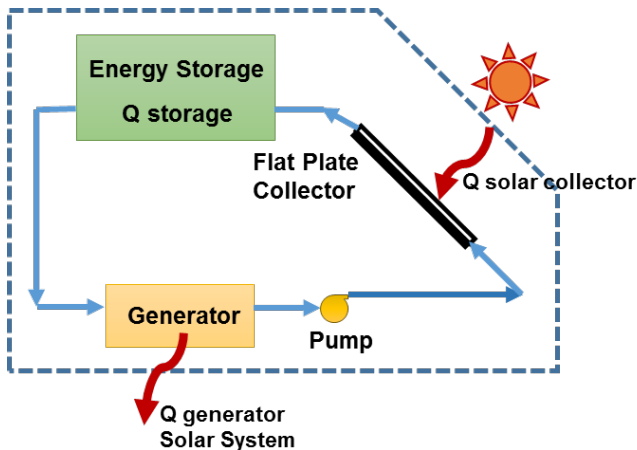
memiliki efisiensi energi yang tinggi, harga yang relatif murah, dan memiliki temperatur operasi berkisar antara -50°C hingga $+15^{\circ}\text{C}$.

2.5 Solar Collector System

Tujuan utama suatu sistem energi matahari adalah mengumpulkan energi radiasi matahari dan mengubahnya menjadi energi panas yang bermanfaat. Faktor yang memengaruhi baik atau buruknya sistem energi matahari yaitu ketersediaan energi matahari, suhu udara lingkungan sekitar, karakteristik kebutuhan energi, dan karakteristik kalor dari sistem tersebut.

Prinsip kerja sistem aktif yaitu; pertama kolektor mengumpulkan energi matahari. Sebagian energi hilang karena diserap oleh kaca pelindung (penutup) dan dipantulkan kembali ke langit. Kemudian, energi yang tersisa diserap oleh kolektor, sebagian kecil hilang karena konveksi dan radiasi, namun sebagian besar merupakan energi matahari yang bermanfaat, yang kemudian diangkut melalui pipa atau saluran menuju tempat penyimpanan (*storage*) atau langsung ke beban sebanyak yang diperlukan.

Berikut ini sistem pengumpul energi matahari:



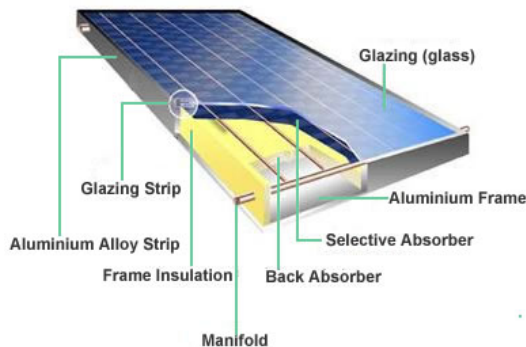
Gambar 2. 13 Keseimbangan energi untuk sistem pengumpul

Balans energi sistem pengumpul energi matahari dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{\text{solar collector}} = \dot{Q}_{\text{generator solar system}} \dots \dots \dots (2.24)$$

2.5.1 Flat Plate Solar Collector

Salah satu klasifikasi kolektor energi matahari yang dapat digunakan untuk pemanasan air dan pemanasan ruangan yaitu kolektor jenis plat datar. Namun, kolektor jenis ini dapat pula digunakan untuk proses pendinginan dengan syarat memiliki koefisien prestasi atau *coefficient of performance* yang tinggi. Hal ini disebabkan karena dibutuhkan suhu yang lebih tinggi untuk menggerakkan unit-unit pendinginan jenis absorpsi.



Gambar 2. 14 Pengumpul energi matahari plat datar

Kolektor energi matahari berjenis plat datar terdiri dari beberapa komponen, yaitu plat penyerap (*absorber*), kaca penutup isolasi (*frame insulation*), dan badan kolektor. Plat penyerap biasanya terbuat dari tembaga dan diberi lapisan untuk meningkatkan penyerapan energi radiasi sinar matahari. Kaca penutup digunakan untuk memperkecil konveksi dan radiasi yang hilang dari penyerap. Penyerap terisolasi pada sisi-sisinya serta plat-plat penutup bertumpu pada badan kolektor. Fluida kerja yang digunakan yaitu air, etelina, glikol, udara dan lain-lain.

Kemudian didaurkan dalam pipa-pipa berliku melalui plat penyerap untuk membawa energi matahari ke tempat pemakaiannya

Besarnya irradiasi yang mencapai bagian atas kaca juga bergantung kepada arah, lokasi, dan kemiringan kolektor. Banyaknya energi berguna yang dapat dikumpulkan juga bergantung kepada sifat-sifat optik (transmisivitas dan reflektivitas), sifat-sifat penyerap (absorpsivitas dan emisivitas), serta rugi kalor atau kehilangan kalor akibat konveksi, konduksi, dan radiasi kembali.

Keseimbangan energi untuk plat penyerap adalah sebagai berikut [6]:

$$\frac{q_a}{A} = I_{i\theta} \tau_{C1} \tau_{C2} \alpha_a - \frac{T_a^4 - T_{c2}^4}{R_{rad}} - \frac{T_a - T_{c2}}{R_{konv}} - \frac{T_a - T_{\infty}}{R_{kond}} \dots\dots\dots (2.25)$$

Secara umum, persamaan energi untuk pengumpul energi matahari sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{solar collector} = \frac{I \times A}{t} \dots\dots\dots (2.26)$$

dengan:

q_a	= laju energi yang terserap melalui penyerap, W
A	= luas permukaan penyerap, m ²
t	= waktu iradiasi, s
$I_{i\theta}$	= total iradiasi matahari pada plat penutup, W/ m ²
τ	= transmitansi plat-plat penutup, tak berdimensi
α	= absorpsivitas plat penyerap pada panjang gelombang iradiasi matahari, tak berdimensi
T	= suhu permukaan, K
R_{rad}	= resistansi kalor dari penyerap ke plat penutup, m ² . K ⁴ /W
R_{konv}	= tahanan kalor terhadap konveksi dari plat penyerap ke plat penutup kedua, m ² . K/W
R_{kond}	= tahanan kalor terhadap konduksi dari plat penyerap ke lingkungan melalui isolasi, m ² . K/W

Subskripsi:

- C_1 = plat penutup pertama
 C_2 = plat penutup kedua
 a = penyerap
 ∞ = lingkungan sekitar

2.5.2 Penyimpan Kalor

Penyimpan kalor merupakan komponen yang sangat penting dari sistem energi matahari karena intensitas matahari tidak berlangsung secara kontinu. Iradiasi matahari yang mencapai suatu permukaan tidak hanya bervariasi menurut musim dan waktu dalam satu hari, tetapi juga bervariasi menurut tutupan awan. Oleh karena itu, penyimpanan kalor harus menjadi penyangga antara kolektor dan peralatan pendingin.

Suatu bahan padat yang stabil secara termal dengan kalor jenis yang relatif tinggi dan massa jenis tinggi dapat menyimpan kalor-sensibel. Kalor-sensibel adalah kalor yang hanya melibatkan perubahan suhu medium suatu penyimpanan. Kalor yang disimpan dapat dinyatakan dalam persamaan berikut [6]:

$$Q_s = \rho V c (t_s - t_m) \dots \dots \dots (2.27)$$

dengan:

ρ = rapat massa, kg/m³

V = volume, m³

c = kalor jenis, kJ/kg. K

t_s = suhu penyimpanan, °C

t_m = suhu-bermanfaat minimum, °C

Berikut ini kalor jenis beberapa bahan yang bisa digunakan sebagai penyimpanan kalor dan kalor pembentukan bahan-bahan penyimpanan kalor-laten:

Tabel 2. 2 Kalor jenis beberapa bahan yang dapat digunakan sebagai penyimpanan panas [6]

Material	c, kJ/kg.	ρc , kJ/m ³ . K
----------	-----------	----------------------------------

	K	
<i>Water</i>	4.19	390
<i>Steel</i>	0.46	250 (*)
<i>Pebbles, 20-40 mm</i>	0.84	125 (*)

(*) Assumes 70 percent packing density

Tabel 2. 3 Kalor pembentukan bahan-bahan penyimpan kalor laten [6]

Material	<i>Melting Point,</i>	<i>Heat of Fusion,</i> kJ/kg	ρ, kg/m³	<i>Heat of Fusion per unit volume,</i> kJ/m³
<i>Glauber Salt</i>	32	240	110 (*)	260,000
<i>Amorphous paraffin wax</i>	74	230	65 (*)	150,000

(*) Assumes 30 percent of volume required for flow passages.

2.6 Beban Pendinginan Cold Storage

Berikut ini beberapa perumusan beban pendinginan pada *cold storage* berdasarkan ASRHAE:

a. Beban pendinginan internal

Beban pendinginan internal berupa beban lampu atau instalasi di dalam ruangan dan produk yang didinginkan. Namun, pada perancangan kali ini beban lampu dan instalasi diabaikan karena nilainya yang sangat kecil. Beban produk diperhatikan dengan kalor yang dibutuhkan untuk mengurangi temperatur produk dari sebuah nilai temperatur *initial* tertentu hingga mencapai temperatur *cold storage*, yaitu mencapai -20°C. Temperatur ini sesuai dengan desain yang diharapkan. Perhitungan beban pendinginan produk juga memperhatikan *latent heat* dari produk. Perumusan beban pendinginan produk sebagai berikut:

Tabel 2. 4 Persamaan beban pendinginan Internal [7]

Load Source	Persamaan
<i>External</i>	
• Atap	$q = U.A.CLTD_{correction} \dots\dots\dots (2.35)$ $CLTD_{correction} = [(CLTD+LM).K+(78-Tr)+(To-85)]f \dots\dots\dots (2.36)$ <p>dengan: LM = <i>Latitude-Month correction</i> K = <i>Color adjustment factor</i> f = <i>factor of attic fan or duct</i></p>
• Dinding	$q = U.A.CLTD_{correction} \dots\dots\dots (2.37)$ $CLTD_{correction} = (CLTD+LM)K + (78-Tr) + (To-85) \dots\dots\dots (2.38)$
• Glass	
Konduksi	$q = U.A.CLTD_{correction} \dots\dots\dots (2.39)$ $CLTD_{correction} = CLTD+(78-Tr)+(To-85) \dots\dots\dots (2.40)$
<i>Solar</i>	$q = A.SC.SHGF.CLF \dots\dots\dots (2.41)$ <p>dengan: SC = <i>Shading Coefficient</i> SHGF = <i>Solar Heat Gain Factor</i> CLF = <i>Cooling Load Factor</i></p>
• Pintu	$q = U.A.CLTD_{correction} \dots\dots\dots (2.42)$ $CLTD_{correction} = CLTD+(78-Tr)+(To-85) \dots\dots\dots (2.43)$
• Lantai	$q = U.A.TD \dots\dots\dots (2.44)$ $TD = To - T_{db} - Tr \dots\dots\dots (2.45)$

	dengan: $T_{db} = \text{peak load dry bulb temperature}$
--	---

Oleh karena itu, perlu terlebih dahulu ditentukan lama waktu pendinginan untuk produk karkas sapi dengan menggunakan analisis perpindahan panas secara transien, berikut ini beberapa persamaan untuk menentukan waktu pendinginan dengan melakukan pendekatan karkas sapi sebagai silinder [8].

$$T_{avg} = \frac{T_i + T(t)}{2} \dots\dots\dots (2.30)$$

Panjang karakteristik, L_c untuk silinder, sebagai berikut:

$$L_c = \frac{V}{A_s} = \frac{\pi r_o^2 L}{2\pi r_o L + 2\pi r_o^2} \dots\dots\dots (2.31)$$

Bilangan Biott, Bi dirumuskan sebagai berikut:

$$Bi = \frac{hL_c}{k} \dots\dots\dots (2.32)$$

Sehingga, hubungan antara temperatur dengan waktu pendinginan dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-bt} \dots\dots\dots (2.33)$$

Dengan nilai konstanta b sebagai berikut:

$$b = \frac{hA_s}{\rho c_p V} = \frac{h}{\rho c_p L_c} \dots\dots\dots (2.34)$$

Oleh karena itu, total beban pendinginan struktural dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{strukt} = \dot{Q}_{dinding} + \dot{Q}_{atap} + \dot{Q}_{lantai} + \dot{Q}_{pintu} \dots\dots\dots (2.46)$$

Asumsikan bahwa dinding, lantai, dan atap kedap udara. Udara dari luar dapat diinfiltrasi masuk ke dalam *cold storage* hanya pada saat pintu dibuka selama proses *loading* dan *unloading* produk.

b. Beban pendinginan infiltrasi

Beban pendinginan ventilasi ini dipengaruhi oleh udara yang mengalir ke luar secara sengaja (perembesan udara ke luar) seperti pada saat orang keluar masuk. Berikut ini perumusan beban pendinginan infiltrasi [7]:

Tabel 2. 5 Persamaan beban pendinginan infiltrasi

<i>Load Source</i>	Persamaan
Infiltrasi • Sensibel	$q = 1,01 \times (\Delta t) \times scfm \dots\dots\dots (2.47)$ <p>dengan: $scfm$ = kebutuhan udara, cfm Δt = perubahan temperatur dalam dan luar ruangan</p>
• Latent	$q = 4840 \times (\Delta w) \times scfm \dots\dots\dots (2.48)$ <p>dengan: Δw = perubahan <i>humidity ratio</i> dalam dan luar ruangan</p>

c. Total beban pendinginan Cold Storage

Total beban pendinginan *cold storage* dirumuskan sebagai berikut:

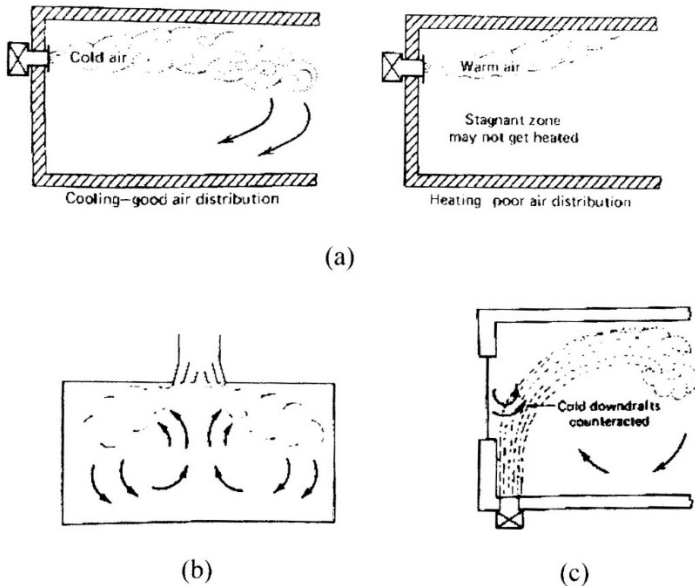
$$\dot{Q}_{total1} = \dot{Q}_{eksternal} + \dot{Q}_{infiltrasi} + \dot{Q}_{internal} \dots\dots\dots (2.49)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{total1} + safety\ factor \dots\dots\dots (2.50)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{total1} + (\dot{Q}_{total1} + 10\%) \dots\dots\dots (2.51)$$

2.7 Pola Aliran Udara dan Lokasi Peralatan Pendistribusian Udara

Dalam proses merancang suatu ruangan diperlukan pemahaman yang baik mengenai pola aliran udara di dalam ruangan sehingga mempermudah dalam memilih dan menentukan letak yang tepat dari peralatan pendistribusian udara yang tepat.



Gambar 2. 15 Lokasi Penempatan Peralatan Pendistribusian Udara (a) *high wall*; (b) *ceiling*; dan (c) *Floor* atau *Sill*

Berikut ini jenis atau cara *supply* udara ke suatu ruangan seperti gambar 2.14:

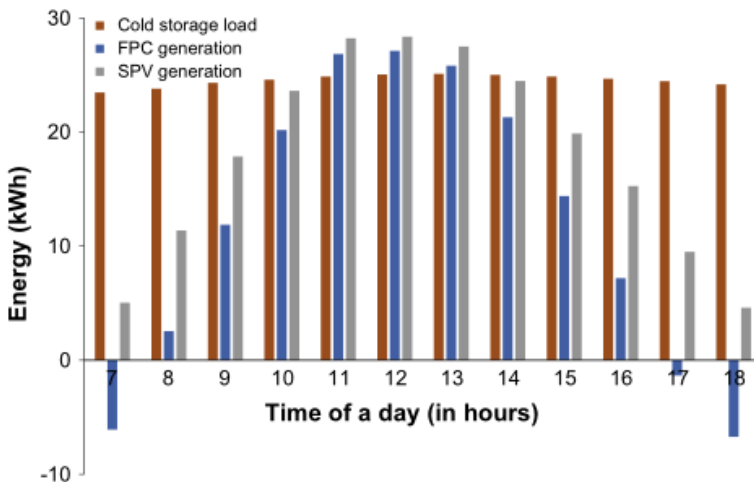
1. *High wall*, lokasi ini sangat baik untuk pendinginan karena udara dingin cenderung turun secara alami, namun tidak baik untuk pemanasan karena udara hangat akan cenderung naik ke atas sehingga distribusi udara menjadi tidak merata.
2. *Ceilling*, lokasi ini merupakan lokasi yang sempurna untuk pendinginan serta buruk untuk pemanasan.

3. *Low wall*, lokasi ini tidak dianjurkan untuk proses pendinginan, karena udara dingin akan cenderung bergerak di sekitar lantai.
4. *Floor* atau *Sill*, lokasi ini sangat sempurna untuk pemanasan jika diletakkan di bawah jendela karena berlawanan dengan udara dingin yang turun. Lokasi ini juga dapat digunakan pada pendinginan jika tersedia kecepatan udara yang cukup, memaksa udara dingin ke atas dan bersirkulasi.

2.8 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang mesin pendingin atau *cold storage* sudah banyak dilakukan. Penelitian dilakukan untuk menghitung beban pendinginan, proses desain, dan hubungan antara variabel-variabel tertentu. Berikut ini beberapa hasil penelitian terdahulu mengenai mesin pendingin, *cold storage*:

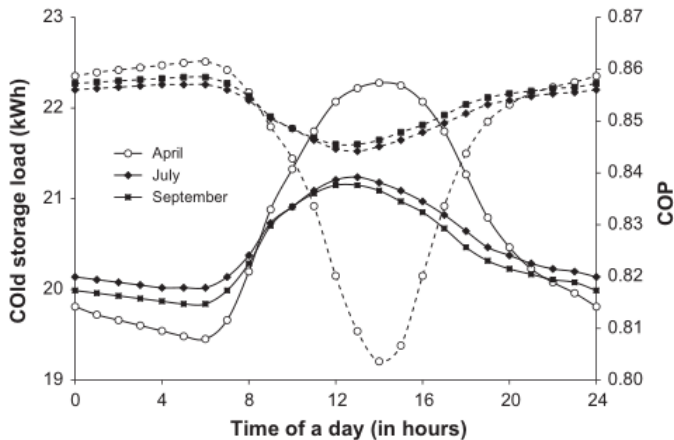
2.8.1 Dipankar N. Basu dan A. Ganguly (2015)



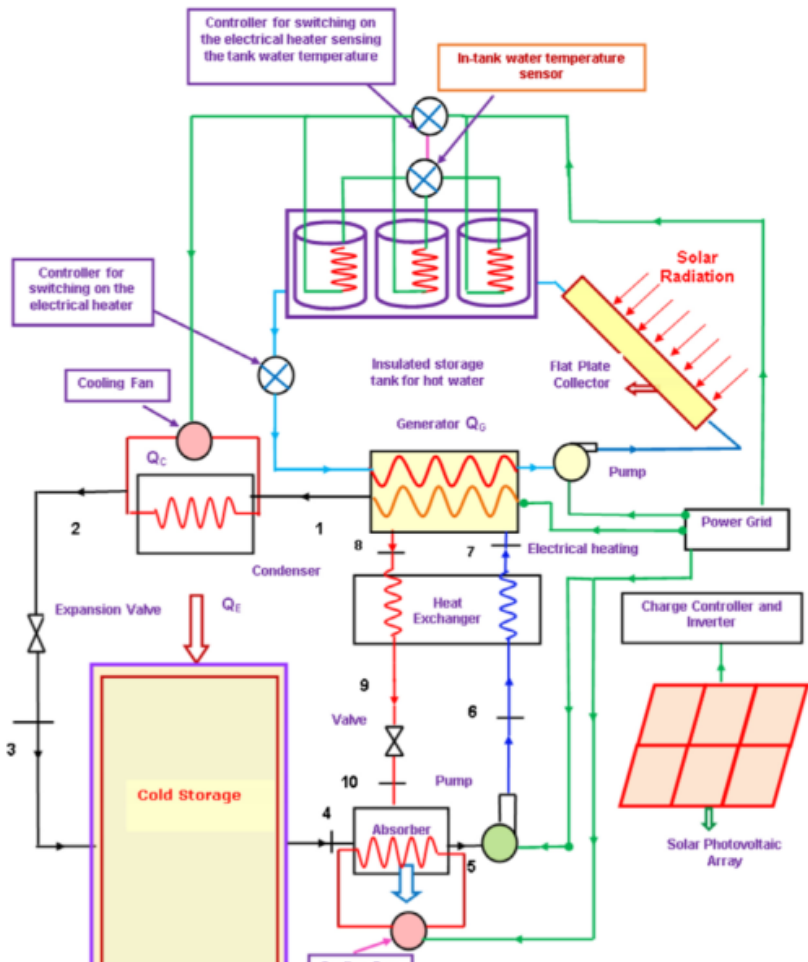
Gambar 2. 16 Grafik hubungan energi SPV, beban pendinginan terhadap waktu (hasil penelitian Basu dan Ganguly)

Salah satu penelitian terdahulu yang menjadi pertimbangan dalam perancangan unit mesin pendingin (*cold storage*) ini adalah penelitian yang dilakukan oleh Dipankar dan Ganguly yang berjudul “*Solar thermal–photovoltaic powered potato cold storage – Conceptual design and performance analyses*”. Penelitian tersebut dilakukan dengan menggunakan *solar photovoltaic* yang memanfaatkan energi matahari untuk mendinginkan kentang hingga temperatur 5°C di India. Skema yang digunakan dapat dilihat dalam gambar 2.18, yaitu dengan menggunakan daur refrigerasi absorpsi. Penelitian ini dilakukan untuk menentukan variasi beban pendinginan dengan lama waktu pendinginan dan *coefficient of performance* (COP) seperti dalam gambar berikut ini.

Selain itu, penelitian ini juga menentukan pengaruh beban pendinginan dengan energi yang dibutuhkan oleh *solar photovoltaic* (SPV) dan *flat plate collector* (FPC) fungsi waktu dalam jam tiap harinya. Tak hanya memperhitungkan pengaruh tersebut, penelitian ini juga mempertimbangkan perhitungan ekonomi dari daya yang diperlukan hingga biaya instalasi.



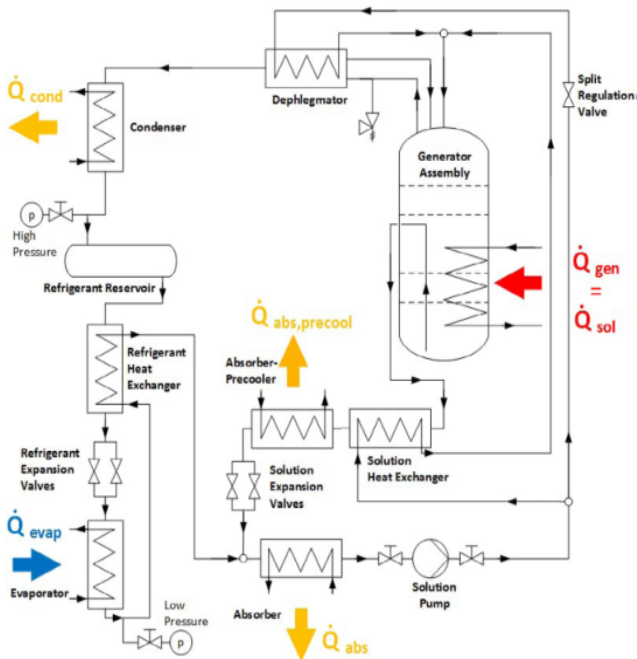
Gambar 2. 17 Grafik pengaruh beban pendinginan terhadap COP dan waktu (hasil penelitian Basu dan Ganguly)



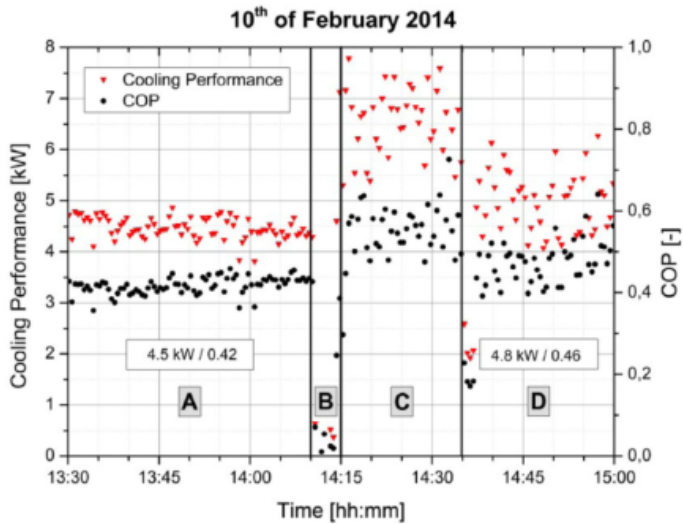
Gambar 2. 18 Skema perancangan sistem pendingin Basu dan Ganguly

2.8.2 Studi Eksperimental oleh S.A.M Sahid, dkk (2015)

Salah satu penelitian terdahulu yang menjadi pertimbangan dalam perancangan unit mesin pendingin (*cold storage*) ini adalah penelitian yang dilakukan oleh S.A.M Sahid, dkk yang berjudul “*Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia*”. Penelitian ini mengulas tentang pemanfaatan energi matahari (*solar-thermal*) dengan menggunakan air-ammonia ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$) pada daur refrigerasi absorpsi. Skema instalasi mesin pendingin ini dapat dilihat pada gambar 2.18. Penelitian ini berfokus pada proses desain komponen *absorption chiller*, *cold storage*, dan *solar collector*. Gambar 2.20 merupakan grafik *cooling performance* dan *coefficient of performance* (COP) *chiller* fungsi waktu yang merupakan hasil penelitian yang dilakukan oleh S.A.M Sahid, dkk.



Gambar 2. 19 Skema mesin pendingin milik S.A.M Sahid, et al



Gambar 2. 20 Grafik COP terhadap waktu (hasil penelitian S.A.M Sahid, et al)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

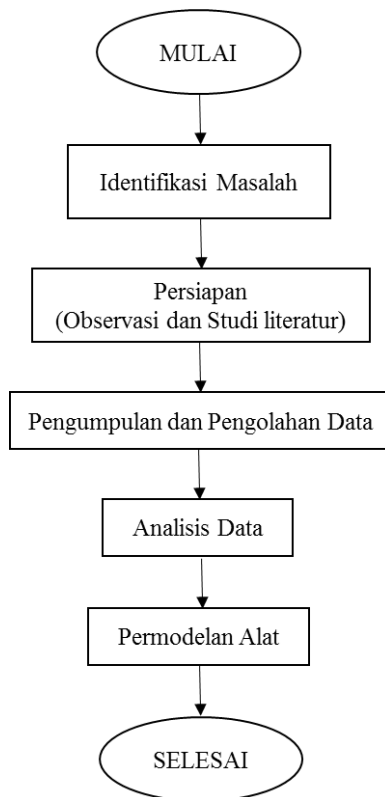
BAB III METODOLOGI PERANCANGAN

3.1 Sistematika Perancangan

Perancangan unit mesin pendingin (*cold storage*) ini dilakukan dengan menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Desain mesin pendingin ini meliputi dimensi *cold storage* dan komponen penyusun sistem pendinginan.

3.2 *Flowchart* Perancangan

Berikut ini *flowchart* perancangan unit *cold storage*:



Gambar 3. 1 *Flowchart* Perancangan

3.3 Identifikasi Masalah dan Tahap Persiapan

Hal pertama sebelum melakukan perancangan adalah menentukan pokok permasalahan yang akan diselesaikan. Kemudian, dilakukan pengamatan atau observasi untuk menentukan solusi awal dari suatu permasalahan yang dirumuskan. Proses terakhir pada tahap persiapan ialah studi literatur yang diperoleh dari beberapa buku, jurnal, internet, dan penelitian terdahulu sebagai pustaka untuk menunjang proses penelitian.

3.4 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

Dari hasil sudi literatur, maka diperoleh data untuk perancangan ini. Selain itu, data yang digunakan juga berasal dari data statistika suatu lembaga atau asosiasi nasional. Berikut ini merupakan tabel data perancangan:

Tabel 3. 1 Tabel data perancangan

No	Parameter	Besar	Satuan	Sumber
1	Data Statistika			
	Iradiasi matahari	1367	Wh/m ²	GeoModel Solar
	Kapasitas Karkas	25	Ton	Data minimal produksi karkas di Kabupaten Pamekasan (Dinas Peternakan Jawa Timur)
2	Dimensi Cold Storage			
	Panjang (L)	5	m	Ditentukan oleh penulis
	Lebar (w)	4	m	
	Tinggi (h)	2	m	
3	Temperatur			
	*udara luar	33	°C	Data statistika BMKG 2016

	*desain ruangan	-20	°C	Ditentukan oleh penulis
	*daging pada saat dimasukkan	30	°C	Ditentukan oleh penulis
4	<i>Exterior Wall Surface</i>			
	Tahanan termal lapisan udara luar, R (Permukaan, udara bergerak, musim pemanasan, 6,7 m/det)	0.029	$\frac{m^2}{K/W}$	Tabel hambatan termal dari satu satuan luas permukaan bahan bangunan tertentu pada temperatur rata-rata 24°C (Lampiran) [6]
	1/k Penyekat, <i>celluler polyurethane</i> , 120mm	43.8	$\frac{m}{K/W}$	Lampiran [6]
	Papan gips, 15mm	0.08	$\frac{m^2}{K/W}$	Lampiran [6]
	Lapisan udara dalam (Udara tenang) a. vertikal; b. horizontal	a.0.120 b. 0.16	$\frac{m^2}{K/W}$	Lampiran [6]
5	Pintu			
	Jenis: <i>Swing</i> dengan Panjang (L) x Lebar (w): 1,8 m x 0,76 m <i>Exterior Window pada Pintu</i> Koefisien perpindahan kalor total, U (W/m^2): Kaca tunggal (<i>Single Glass</i>): 5,9 W/m^2 (termasuk hambatan lapisan udara luar dan dalam [6]) Dimensi: Panjang (L) x lebar (w): 0,4 m x 0,2 m			
6	<i>Lighting</i>			
	Daya: 12 Watt Jumlah: 6 lampu			

7	<i>Flat Plate Solar Collector</i> Waktu radiasi matahari/hari = 8 jam/hari
8	<i>Energy Storage</i> Material penyimpan kalor = <i>rock</i> ; fluida kerja = <i>thermal oil</i>
9	<i>Produk: Carcass</i> Pendekatan bentuk= silinder; $\varnothing = 0.95 \text{ m}$; $l = 0.83 \text{ m}$
10	<i>Lantai; material: metal lath & lightweight aggregate 0,75 in; joist; nonreflective airspace; woodsubfloor 0,75 in; plywood 0,625 in; felt building membrane; dan resilient tile.</i>
11	<i>Atap; tipe: flat roof with suspended ceiling, h.w concrete 6 in; insulation 2 in.</i>

Berikut ini merupakan data desain awal temperatur dan tekanan masing-masing komponen berdasarkan tingkat keadaan pada sistem pendinginan absorpsi:

Tabel 3. 2 Data desain awal berdasarkan tingkat keadaan untuk sistem absorpsi

<i>State points</i>	<i>Tekanan (bar)</i>	<i>Temperatur (°C)</i>	<i>% kg NH₃/kg mix</i>	<i>Kondisi</i>
1	12	30.94	<i>Pure ammonia</i>	<i>Saturated vapour</i>
2	15	38.645	<i>Pure ammonia</i>	<i>Saturated vapour; P₂=P₃</i>
3	15	38.645	<i>Pure ammonia</i>	<i>Saturated liquid</i>
4	12	30.94	<i>Pure ammonia</i>	<i>Throttling; isoenthalpy; lower pressure</i>
5	12	38.645	<i>Weak</i>	<i>Liquid solution;</i>

			<i>solution</i>	$P5=P4=P1$
6	12	30.94	<i>Strong solution</i>	<i>Liquid solution; $P6=P1$</i>
7	15	30.94	<i>Strong solution</i>	<i>Liquid solution; $P7=P8=P2$</i>
8	15	38.645	<i>Weak solution</i>	<i>Liquid solution</i>

Berikut ini data desain awal temperatur dan tekanan berdasarkan tingkat keadaan pada sistem pendinginan kompresi uap:

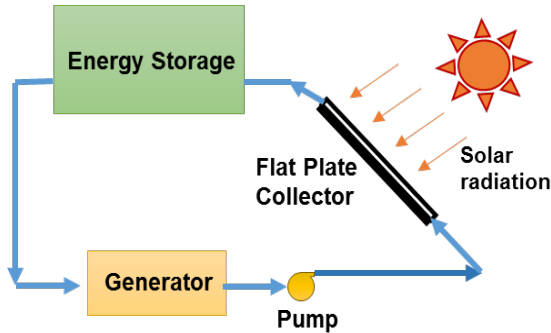
Tabel 3. 3 Data desain awal berdasarkan tingkat keadaan untuk sistem kompresi uap

<i>State points</i>	Tekanan (bar)	Temperatur (°C)	Kondisi
9	14	130	<i>Superheated vapour</i>
10	14	36.26	<i>Saturated liquid</i>
11	1.75	-21.86	<i>Throttling; isoenthalpy; lower pressure</i>
12	1.75	-21.86	<i>Saturated vapour</i>

3.5 Tahap Permodelan

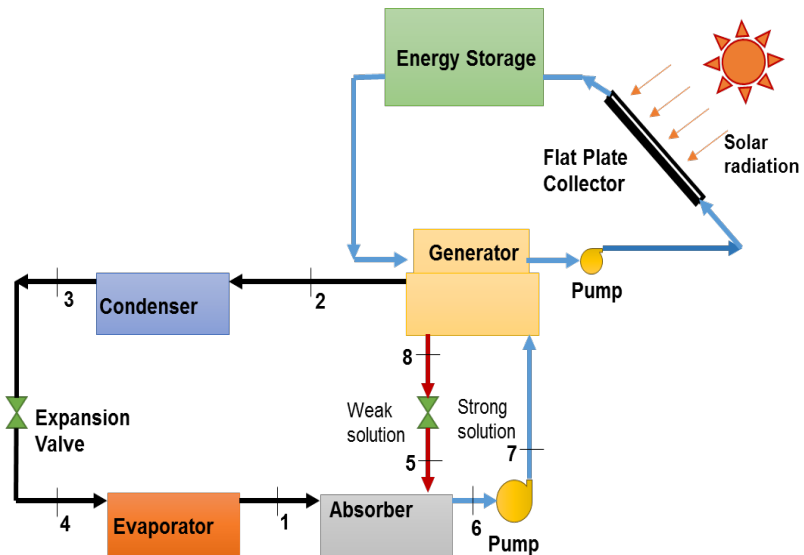
3.5.1 Permodelan Sistem Pendingin

Pada perancangan mesin pendingin (*cold storage*) ini digunakan kombinasi daur absorpsi menggunakan energi matahari dengan daur kompresi uap. Permodelan sistem pengumpul energi matahari dijelaskan dalam gambar 3.2 berikut ini:



Gambar 3. 3 Sistem kolektor energi surya

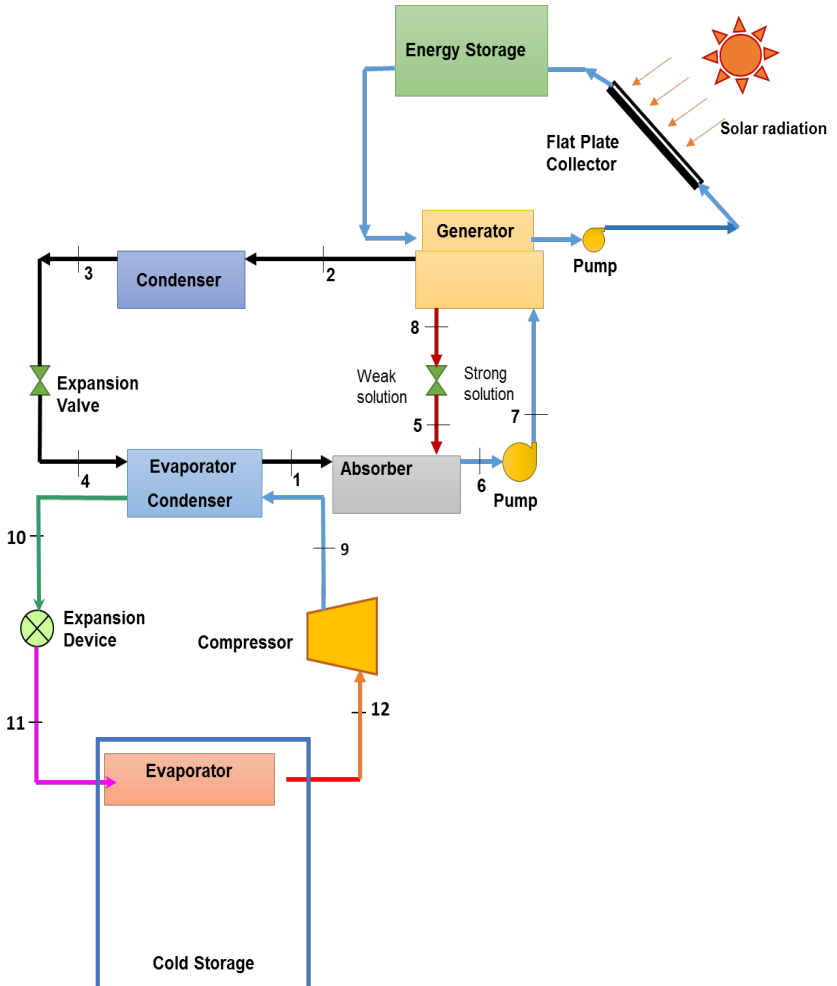
Perancangan sistem pendingin menggunakan daur refrigerasi absorpsi dengan sistem pengumpul energi matahari dijelaskan dalam gambar berikut ini:



Gambar 3. 2 Daur refrigerasi absorpsi dengan sistem kolektor energi surya

Agar mencapai temperatur pendinginan di bawah 0°C , maka digunakan kombinasi daur refrigerasi absorpsi dengan daur kompresi uap sederhana. Permodelan sistem pendinginan ini yang

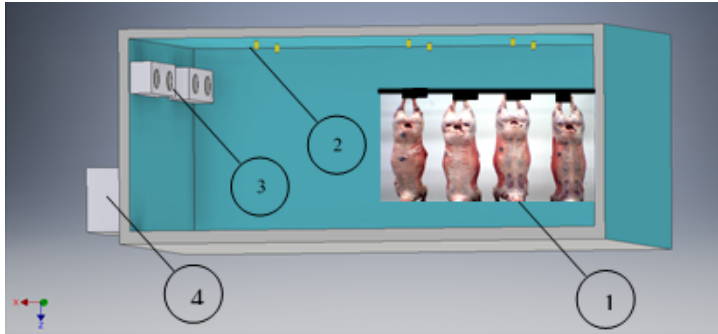
akan digunakan untuk perancangan mesin pendingin (*cold storage*). Permodelan ini dijelaskan di dalam gambar 3.4 berikut ini:



Gambar 3. 4 Perancangan sistem mesin pendingin (*cold storage*) yang akan dirancang

3.5.2 Permodelan *Cold Storage*

Permodelan mesin pendingin (*cold storage*) terdiri dari beberapa bagian permodelan, yaitu: permodelan sisi bagian dalam *cold storage*, bagian langit-langit (*ceiling*), dan pintu. Berikut ini permodelan sisi bagian dalam dari sebuah mesin pendingin, *cold storage*:

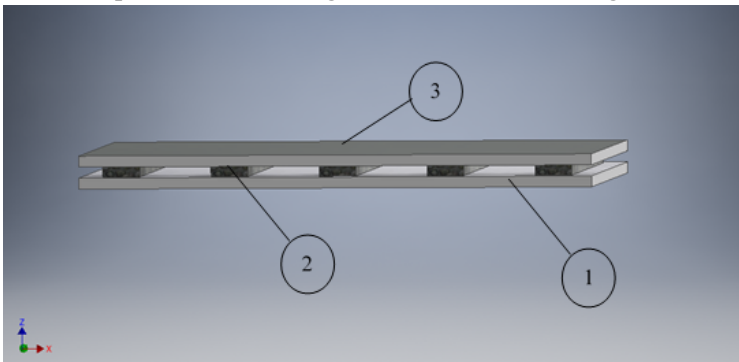


Gambar 3. 5 Bagian dalam mesin pendingin (*cold storage*)

Keterangan gambar:

- 1 = produk yang didinginkan (daging)
- 2 = instalasi lampu
- 3 = *evaporator*
- 4 = kondensor

Berikut ini permodelan *ceiling* dari sebuah *cold storage*:



Gambar 3. 6 Bagian langit-langit (*ceiling*) mesin pendingin (*cold storage*)

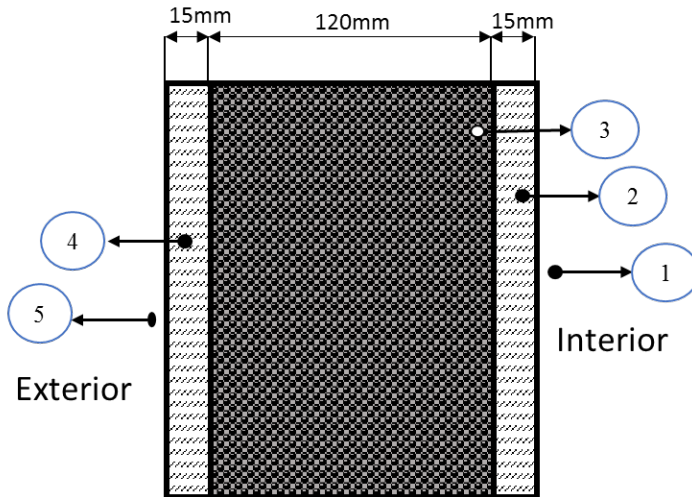
Keterangan gambar:

1 = pondasi bagian atas atap

2 = penyangga pondasi

3 = atap *cold storage*

Berikut ini desain penampang dinding mesin pendingin:



Gambar 3. 7 Penampang dinding mesin pendingin, *Cold Storage*

Keterangan gambar:

1 = lapisan udara dalam

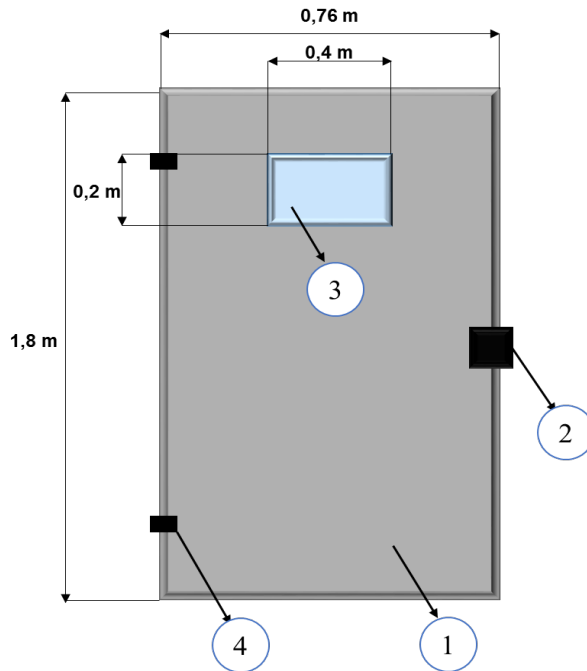
2 = lapisan interior, papan gips, 15 mm

3 = penyekat, *celluler polyurethane*, 120mm

4 = lapisan eksterior, papan gips, 15 mm

5 = lapisan udara luar

Berikut ini desain pintu *cold storage* dengan jenis *swing*:



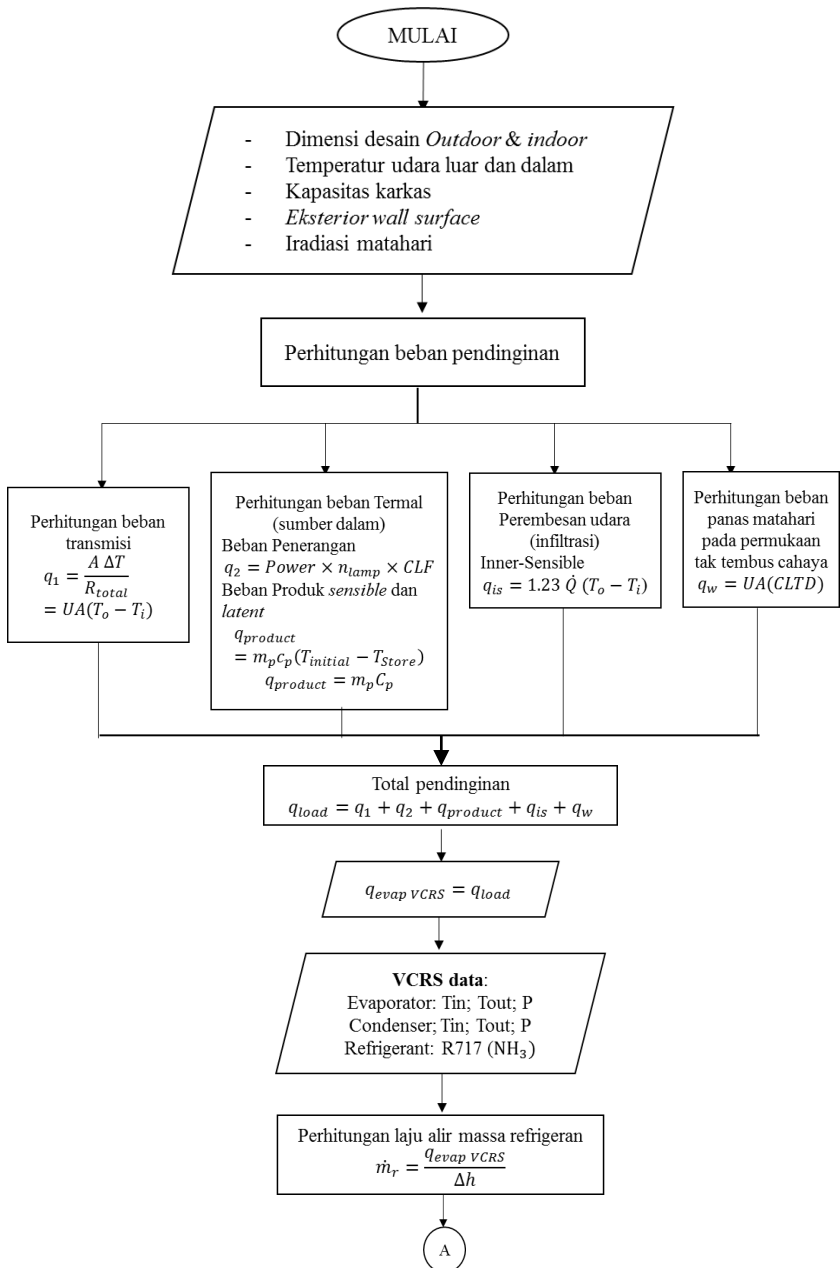
Gambar 3. 8 Desain pintu *Cold Storage*

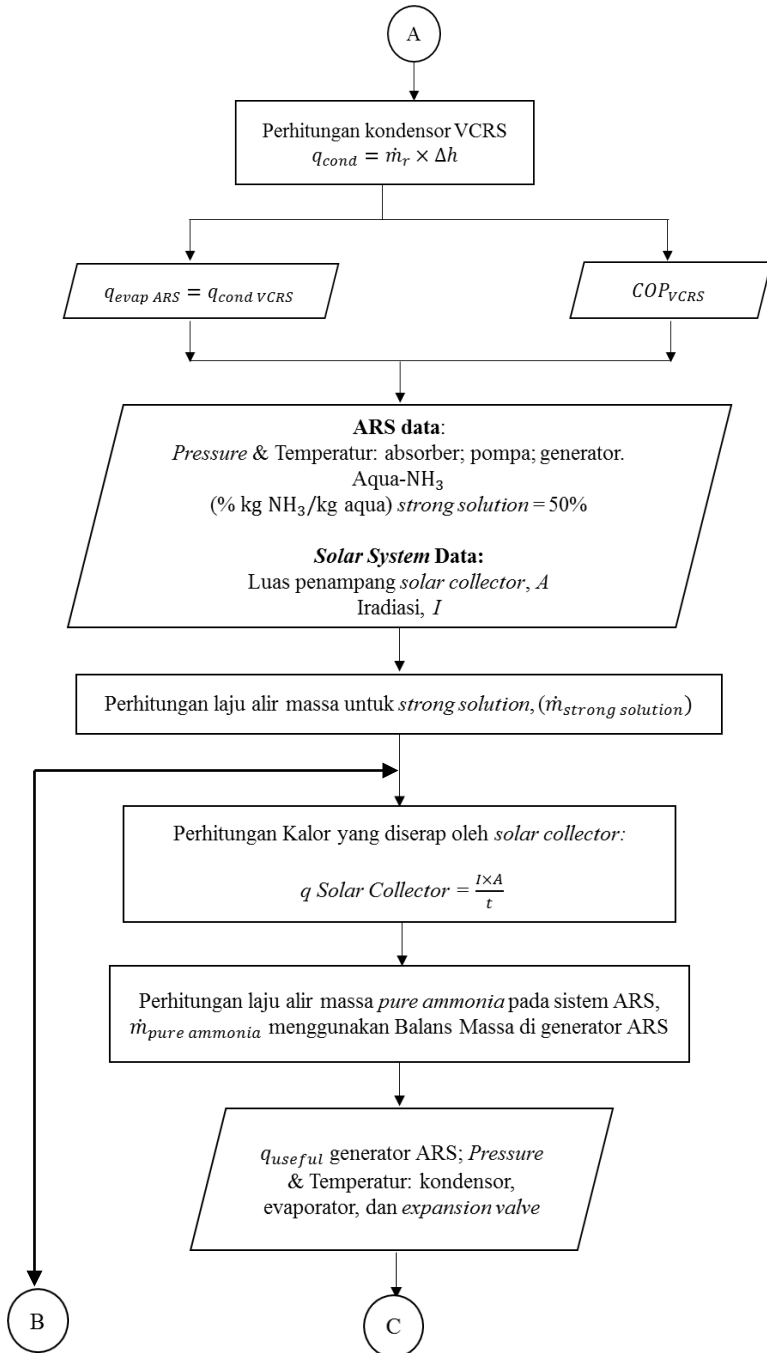
Keterangan:

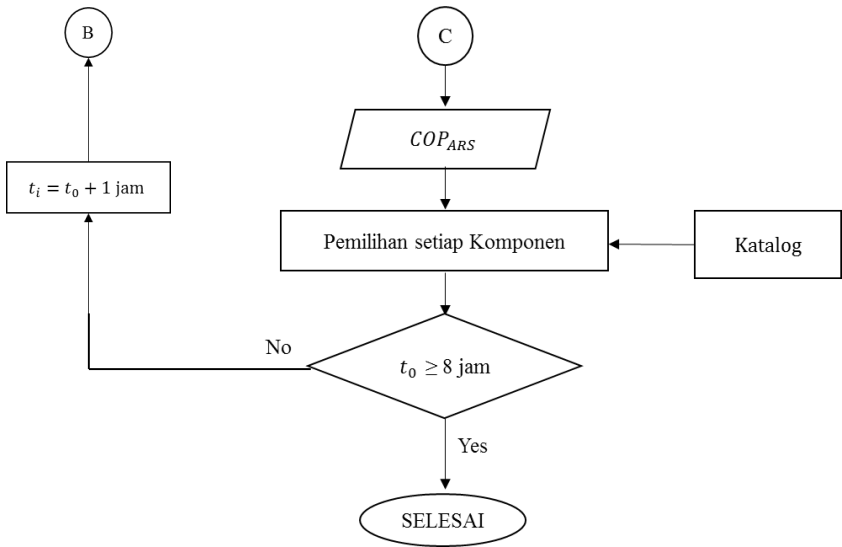
- 1 = pintu *cold storage* jenis *swing*
- 2 = pegangan pintu
- 3 = eksterior jendela pada pintu, *single glass*
- 4 = engsel pintu

3.6 *Flowchart* Perhitungan

Berikut ini *flowchart* perhitungan perancangan mesin pendingin (*cold storage*):







3.7 Jadwal Kegiatan

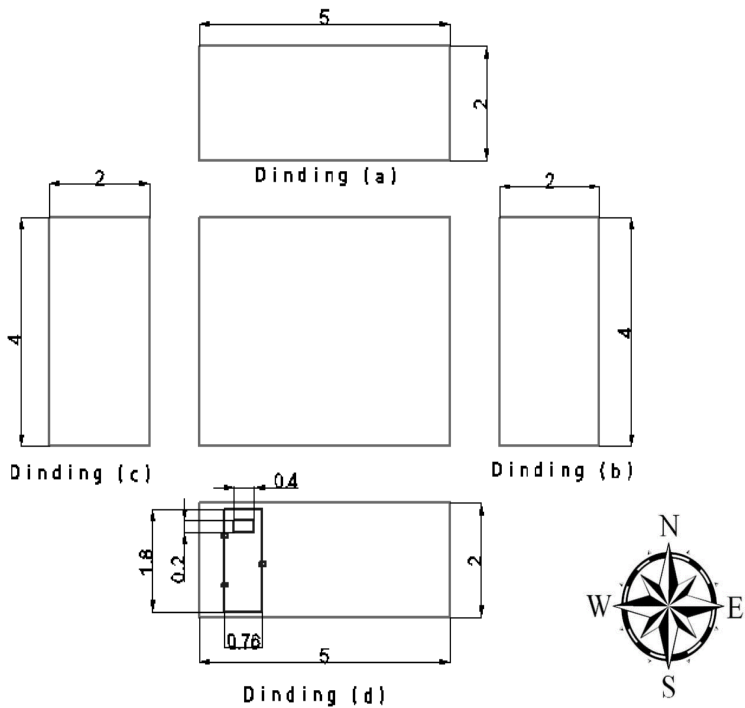
Terlampir.

“Halaman sengaja dikosongkan”

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Estimasi Beban Pendinginan

Berikut ini gambar *cold storage* berdasarkan proyeksi arah mata angin dalam satuan meter (m):



Gambar 4. 1 Proyeksi ruang *cold storage* berdasarkan proyeksi arah mata angin

4.1.1 Perhitungan Beban Eksternal

Berikut ini perhitungan beban eksternal berupa beban dinding, pintu, lantai, jendela kaca, dan atap *cold storage*:

a. Beban Dinding

Berikut ini tahapan proses perhitungan beban dinding pada bulan Januari:

Perhitungan *Thermal Resistance, R* dan *Overall Heat Transfer Coefficient, U* Dinding:

Berikut ini contoh perhitungan *Thermal Resistance, R* dan *Overall Heat Transfer Coefficient, U*:

Material: *Gips Board tipe hard board medium density*

$$R_{gips\ board} = \frac{l}{k} = 1.37 \times 0.591 = 0.8091 (Hr. ft\ ^\circ F / Btu)$$

Material: *Polyurethane tipe expended*

$$R_{polyurethane} = \frac{l}{k} = 6.25 \times 4.7244 = 29.528 (Hr. ft\ ^\circ F / Btu)$$

***Overall Heat Transfer Coefficient, U* total:**

$$U_{total} = \frac{1}{R_{total}}$$
$$= \frac{1}{R_{outside\ surface} + R_{gips\ board} + R_{polyurethane} + R_{gips\ board} + R_{inside\ surface}}$$
$$U_{total} = \frac{1}{0.33 + 0.809 + 29.53 + 0.809 + 0.685} = 0.0311 (Btu/hr. ft^2. ^\circ F)$$

Berikut ini data hasil perhitungan dinding *cold storage*:

Tabel 4. 1 Data Material Dinding *Cold Storage*

No	Material	Type	per in tickness (1/k)	<i>l</i> (mm)	<i>l</i> (in)	R (Hr.ft °F/Btu)
1	<i>outside surface</i>	-	-		-	0.333
2	<i>gips board</i>	<i>hard board medium density</i>	1.37	15	0.590	0.809
3	<i>polyurethane</i>	<i>expended</i>	6.25	120	4.724	29.527
4	<i>gips board</i>	<i>hard board medium density</i>	1.37	15	0.590	0.809
5	<i>inside surface</i>	-	-		-	0.685

ΣR (Hr.ft.°F/Btu)	32.163
U (Btu/hr.ft².°F)	0.031

Perhitungan Luas tiap bagian dinding berdasarkan arah mata angin sesuai dengan gambar 4.1:

Luas dinding:

$$\text{Sebelah utara: } L_{\text{utara}} = 5 \times 2 \text{ m}^2 = 10 \text{ m}^2 = 107.64 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sebelah barat: } L_{\text{barat}} = 4 \times 2 \text{ m}^2 = 8 \text{ m}^2 = 86.112 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sebelah timur: } L_{\text{timur}} = 4 \times 2 \text{ m}^2 = 8 \text{ m}^2 = 86.112 \text{ ft}^2$$

Sebelah selatan:

$$L_{\text{selatan}} = (5 \times 2) - (0.76 \times 0.4) \text{ m}^2 = 9.696 \text{ m}^2 = 104.368 \text{ ft}^2$$

Perhitungan faktor koreksi *Cooling Load Temperature Different* (CLTD):

Nilai CLTD diperoleh dari data pada tabel ASHRAE terhadap letak geografis Madura, yaitu pada 7 derajat lintang selatan. Tabel data ASHRAE mencantumkan data terhadap lintang utara. Oleh karena itu, data selatan akan menjadi data utara untuk lintang selatan. Begitu pula sebaliknya. Selain itu, data bulan juga berubah; seperti bulan Desember pada lintang utara akan menjadi bulan Juni untuk perhitungan pada lintang selatan. Begitu pula seterusnya.

Pada lampiran LM (*Latitude-Month correction*) untuk 7LS dengan pendekatan 8LS untuk bulan Januari, diperoleh nilai sebagai berikut berdasarkan arah mata angin:

Utara: -7; Selatan: 7; Barat: -2; dan Timur: -2. Dengan nilai K (*colour adjustment factor*) sebesar 0.5 untuk *permanently light-colored*, dan besar temperatur *daily range* untuk daerah Surabaya dan sekitarnya (termasuk pulau Madura) yaitu 18 F, maka:

$$t_o = T_o - 0.5(T_{\text{daily range}}) = 91.4 - 0.5(18)F = 82.4F$$

Sehingga, CLTD *correction* untuk dinding arah selatan pada bulan Januari untuk 1 jam pendinginan yaitu:

$$CLTD_{\text{correct}} = (CLTD + LM).K + (78 - T_i) + (t_o - 85)$$

$$CLTD_{correct} = (3 + 7)0.5 + (78 - (-4))F + (82.4 - 85)F$$

$$= 87.7F$$

Begitu seterusnya hingga waktu pendinginan selama 24 jam dan untuk semua dinding hingga bulan Desember.

Perhitungan beban dinding, Q

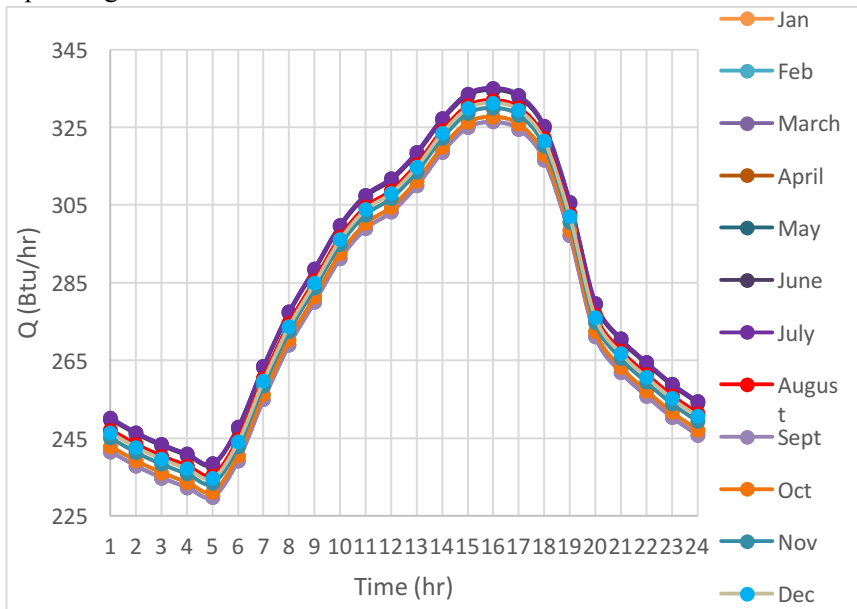
Untuk dinding selatan pada bulan Januari dan selama 1 jam pendinginan yaitu:

$$Q_{(t=1jam)} = U.A.CLTD_{correct}$$

$$= \frac{(0.0311)Btu}{hr.ft^2.^\circ F} (104.368)ft^2 (87.7)F$$

$$= 284.5779 Btu/hr$$

Berikut ini grafik beban pendinginan total oleh dinding selama bulan Januari hingga Desember terhadap lama waktu pendinginan:



Gambar 4. 2 Grafik Fungsi Beban Dinding terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)

Dari gambar 4.2 di atas, diperoleh bahwa nilai beban dinding tertinggi terjadi pada bulan Juli. Terjadi peningkatan beban setelah 5 jam pendinginan hingga mencapai beban maksimal pada 16 jam pendinginan hingga kembali mengalami penurunan.

b. Beban Jendela Kaca

Berikut ini contoh perhitungan beban pendinginan oleh jendela kaca. Pada desain *cold storage*, jendela kaca hanya diletakkan pada pintu di dinding sebelah selatan dengan dimensi 0.2m x 0.4m dengan material *flat glass; single glass* dan *no indoor shade*. Dengan data temperatur desain ruangan sebesar -20 C atau 4 F dan temperatur di luar ruangan sebesar 33 C atau setara dengan 91.4F, maka:

Beban jendela kaca akibat konduksi:

Luas jendela kaca: 0.2 m x 0.4 m = 0.08 m²=0.86112 ft²; dengan *overall heat transfer coefficient*, *U* kaca *flat* dan *single* sebesar U=1.04 Btu/hr. ft². °F.

$$CLTD_{correction} = CLTD + (78-T_r) + (T_o-85);$$

maka pada 1 jam pendinginan untuk arah selatan diperoleh nilai sebagai berikut:

$$CLTD_{correction (t=1jam)} = 1+(78-4) + (91.4-85) F = 89.4 F$$

Sehingga, diperoleh besar beban jendela:

$$Q_{conduction} = U.A. CLTD_{correction}$$

$$Q_{conduction (t=1 jam)} = 1.04 \frac{Btu}{hr.ft^2.^{\circ}F} \times 0.86112 ft^2 \times 89.4F = 80.063 Btu/hr.$$

Karena desain jendela kaca pada mesin pendingin diletakkan hanya pada pintu di arah selatan seperti pada gambar 4.1, maka perhitungan beban pendinginan oleh kaca hanya pada arah selatan. Perhitungan beban dilakukan hingga pada waktu pendinginan 24 jam mulai bulan Januari hingga Desember.

Beban jendela kaca akibat sinar matahari:

Perhitungan beban akibat sinar matahari pada material jendela kaca membutuhkan nilai *Shading Coefficient*, SC; *Solar Heat Gain Factor*, SHGF; dan *Cooling Load Factor*, CLF yang ditentukan berdasarkan besar derajat lintang menurut ASHRAE.

SC = 0.8 untuk *single glass*

SHGF = 32 untuk bulan Januari pada 8 LS

CLF = 0.23 pada 1 jam waktu pendinginan

Maka, diperoleh beban jendela kaca akibat panas matahari:

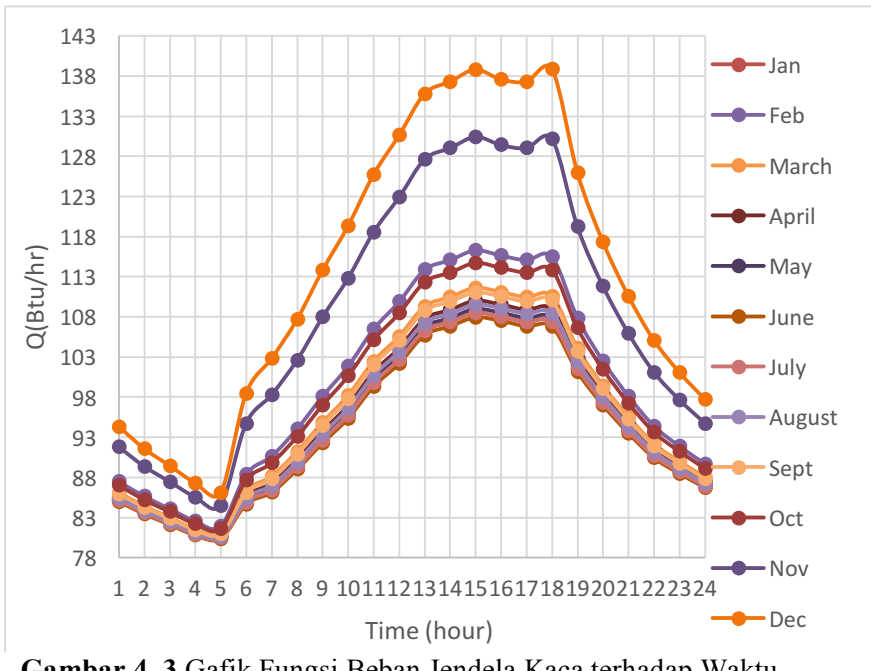
$$Q_{\text{solar}} = A \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF$$

$$Q_{\text{solar (t=1jam)}} = 0.86112 \text{ ft}^2 \times 0.8 \times 32 \times 0.23 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{hr})$$

$$= 5.07027 \text{ Btu/hr}$$

Sehingga, total beban pendinginan jendela kaca pada bulan Januari untuk 1 jam pendinginan sebesar $Q_{(t=1 \text{ jam})} = Q_{\text{solar}} + Q_{\text{conduction}} = 5.07027 + 80.063 = 85.134 \text{ Btu/hr}$.

Berikut ini grafik beban jendela kaca untuk bulan Januari hingga Desember dalam 24 jam waktu pendinginan:



Gambar 4. 3 Grafik Fungsi Beban Jendela Kaca terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)

Dari gambar 4.3, diperoleh bahwa nilai pembebanan tertinggi yaitu pada bulan Desember. Hal ini sesuai dengan teori, karena pada bulan Desember, letak matahari rendah di sisi sebelah selatan. Oleh karena itu, sudut inklinasi matahari terhadap dinding menimbulkan pembebanan yang paling besar untuk bulan Desember.

Kenaikan beban pendinginan dimulai saat 5 jam waktu pendinginan hingga mencapai nilai maksimal pada 15 jam pendinginan, kemudian menurun hingga 24 jam pendinginan. Begitu pula seterusnya.

c. Beban Pintu

Berikut ini beberapa tahapan contoh perhitungan beban pintu *cold storage*:

Material pintu: *hardboard medium density*

Overall heat transfer coefficient, U: 0.18 Btu/hr. ft². °F

Luas pintu: (panjang x lebar) – luas jendela kaca

$$\text{Luas pintu} = ((1.8 \times 0.76) - 0.08) \text{ m}^2 = 1.288 \text{ m}^2 = 13.864 \text{ ft}^2$$

Faktor koreksi beban pendinginan:

$$\text{CLTD}_{\text{correction}} = \text{CLTD} + (78 - T_r) + (T_o - 85);$$

maka pada 1 jam pendinginan untuk arah selatan diperoleh nilai sebagai berikut:

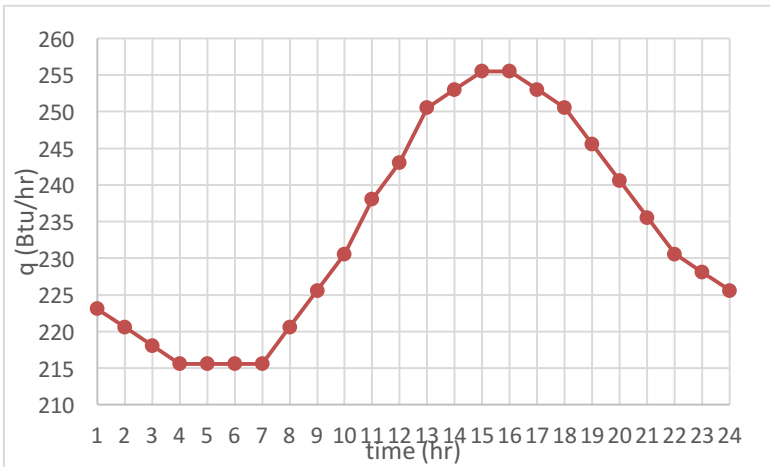
$$\text{CLTD}_{\text{correction}} = 1 + (78 - 4) + (91.4 - 85) \text{ F} = 89.4 \text{ F}$$

Sehingga, diperoleh besar beban pintu:

$$Q_{\text{conduction}} = U \cdot A \cdot \text{CLTD}_{\text{correction}}$$

$$Q_{\text{conduction (t=1jam)}} = 0.18 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{hr.F)} \times 13.864 \text{ ft}^2 \times 89.4 \text{ F} = 223.1 \text{ Btu/hr.}$$

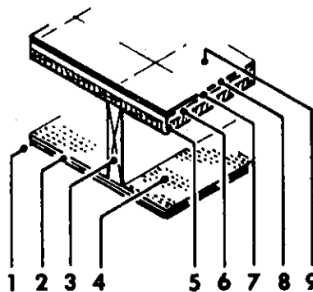
Perhitungan beban pintu dilakukan hingga 24 jam pendinginan dan sama besarnya setiap bulannya. Berikut ini grafik beban pintu terhadap lama waktu pendinginan:



Gambar 4. 4 Grafik Fungsi Beban Pintu terhadap Waktu Pendinginan (dalam sehari)

Gambar 4.4 di atas menunjukkan bahwa beban pintu menurun hingga 4 jam pendinginan dan kembali meningkat pada 7 jam pendinginan hingga mencapai kondisi maksimal pada 16 jam pendinginan hingga akhirnya kembali menurun hingga 24 jam pendinginan.

d. Beban Lantai



Gambar 4. 5 Desain Lantai *Cold Storage*

Pemilihan material lantai dilakukan berdasarkan ASRHAE. Berikut ini pemilihan material lantai beserta nilai *thermal resistance*, R:

Tabel 4. 2 *Thermal Resistance*, R (Hr.ft.°F/Btu) untuk Material Lantai *Cold Storage*

No	Material	Between Joist	at Joist
1	Bottom surface (air)	0	0
2	Metal lath and lightweight aggregate, 0.75in	0.47	0.47
3	joist	0	9.06
4	Nonreflective airspace	0.93	0
5	Wood subfloor, 0.75 in	0.94	0.94
6	Plywood, 0.625 in	0.78	0.78
7	Felt building membrane	0.06	0.06
8	Resilient tile	0.05	0.05
9	Top surface (air)	0.61	0.61
	Σ R (Hr.ft.°F/Btu)	3.84	11.97
	U (Btu/hr. ft². °F)	0.260	0.083
	U total (Btu/hr. ft². °F)	0.343	

Berikut ini contoh perhitungan untuk menghitung beban pendinginan oleh lantai:

Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient, U lantai

$$U_{total} = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_{total(joist)}} + \frac{1}{R_{total(at joist)}}$$

$$U_{total} = \frac{1}{3.84} + \frac{1}{11.97} = 0.2604 + 0.0835 \\ = 0.3439(\text{Btu/hr.ft}^2.\text{°F})$$

Perhitungan luas lantai *cold storage*

Luas lantai = panjang x lebar = $5 \times 4 \text{ m}^2 = 20 \text{ m}^2 = 215.28 \text{ ft}^2$

Perhitungan *Temperature Difference*, TD

$$TD = T_0 - \Delta T_{db} - T_{room}$$

Dengan T_{db} yang berubah-ubah terhadap waktu pendinginan berdasarkan desain temperatur. Pada desain ini, diambil data perubahan nilai *dry bulb temperature* pada daerah Surabaya dengan *daily range temperature* sebesar 20 F berdasarkan ASRHAE.

Contoh perhitungan diambil pada 1 jam pendinginan yaitu dengan besar $\Delta T_{db} = 17 \text{ F}$, maka:

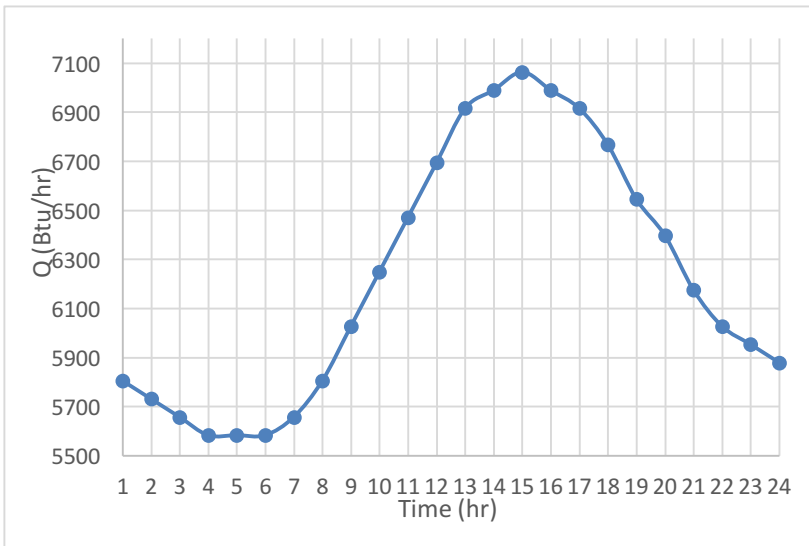
$$TD_{(t=1\text{jam})} = 91.4 - 17 - (-4) \text{ F} = 78.4 \text{ F}$$

Perhitungan Beban pendinginan. Q

Sehingga, diperoleh beban pendinginan lantai pada 1 jam pendinginan:

$$Q_{(t=1\text{jam})} = U.A.TD_{(t=1\text{jam})} \\ Q_{(t=1\text{jam})} = 0.343 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2.\text{F}} \times 215.28 \text{ ft}^2 \times 78.4 \text{ F} \\ = 50805.321 \text{ Btu/hr}$$

Perhitungan beban pendinginan lantai dilakukan hingga 24 jam pendinginan dan setiap bulan besarnya konstan.



Gambar 4. 6 Grafik Fungsi Beban Lantai terhadap Waktu Pendinginan (dalam sehari)

Gambar 4.6 di atas menunjukkan bahwa terjadi penurunan beban lantai hingga 4 jam waktu pendinginan yang kemudian meningkat pada 7 jam hingga mencapai nilai maksimal pada 15 jam pendinginan. Kemudian, grafik kembali mengalami penurunan beban hingga 24 jam waktu pendinginan.

e. Beban Atap

Desain mesin pendingin ini menggunakan atap dengan *suspended ceiling* berbentuk *flat roof*, dengan tipe 6 in *concrete* dengan *insulation* setebal 2 in. Berikut data untuk contoh perhitungan beban atap *cold storage*:

Data:

Overall heat transfer coefficient, $U = 0.088$ (Btu/hr. ft². °F)

Luas atap = 215.28 ft²

Latitude Month, $LM_{\text{januari}} = -2$ (untuk 8 LS)

Color adjustment factor, K = 0.5 (untuk permanently light-colored)

Attic fan and/or ducts, f = 1.0 (untuk no attic or ducts)

Temperatur ruangan, $T_r = -4$ F

Temperatur di luar ruangan, $T_o = 91.4$ F

Contoh perhitungan CLTD_{correction}

$$\text{CLTD}_{\text{correction}} = [(\text{CLTD} + \text{LM}) \cdot K + (78 - T_r) + (T_o - 85)] \cdot f$$

Untuk 1 jam pendinginan, maka:

$$\text{CLTD}_{\text{correct}(t=1\text{jam})} = [(29 + (-2)) \cdot 0.5 + (78 - (-4)) + (91.4 - 85)] \cdot 1$$

$$\text{CLTD}_{\text{correct}(t=1\text{jam})} = 101.9\text{F}$$

Contoh perhitungan beban atap, Q

$$Q_{\text{atap}} = U \cdot A \cdot \text{CLTD}_{\text{correction}}$$

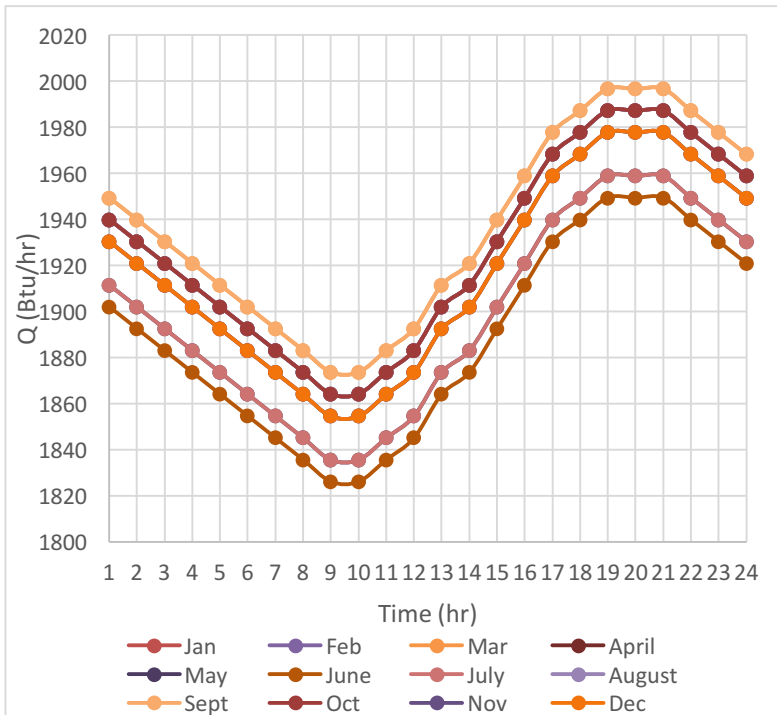
Untuk 1 jam pendinginan, maka:

$$Q_{\text{atap}(t=1\text{jam})} = 0.88 \text{Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}) \times 215.28 \text{ft}^2 \times 101.9 \text{F} = 1930.46 \text{Btu/hr}$$

Perhitungan dilakukan seterusnya hingga 24 jam pendinginan dan untuk masing-masing bulan.

Gambar 4.7 berikut ini menunjukkan bahwa terjadi penurunan beban dari awal pendinginan hingga 9 jam, kemudian meningkat hingga mencapai nilai maksimal pada waktu 21 jam, kemudian kembali menurun hingga 24 jam. Hal ini dipengaruhi oleh waktu penyinaran matahari. Nilai beban atap paling tinggi untuk LM pada 8 LS yaitu pada bulan September.

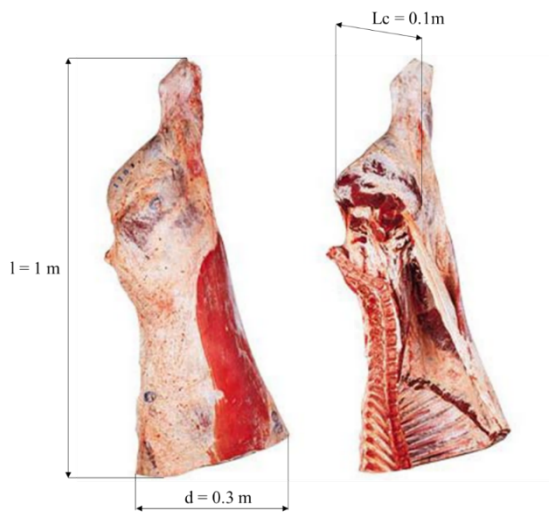
Berikut ini grafik beban atap setiap bulan dalam satu tahun:



Gambar 4. 7 Grafik Fungsi Beban Atap terhadap Waktu Pendinginan (dalam 1 tahun)

4.1.2 Perhitungan Beban Internal

Estimasi beban pendinginan internal pada *cold storage* yaitu beban produk karkas sapi yang akan didinginkan. Estimasi beban ini menggunakan pendekatan perpindahan panas konduksi transien. Berikut ini skema karkas sapi serta parameter dan contoh perhitungan beban internal:



Gambar 4. 8 Dimensi Bagian *Hindquarter* Karkas sebagai Sampel Produk

Tabel 4. 3 Parameter Penunjang Proses Estimasi Beban Produk

Parameter	Besar	Satuan
massa total karkas	25000	kg
massa 1 karkas	100	kg
panjang karakteristik, Lc	0.1	m
massa jenis karkas	1000	kg/m ³
Temperatur		
a. Karkas (1)	30	C
b. Karkas (2) - (3)	0	C
c. Karkas (4)	-20	C
d. Room	-20	C
e. Average kondisi (1) - (2)	15	C
f. Average kondisi (3) - (4)	-10	C
Koefisien Konveksi Udara, h	250	W/m ² . K

Asumsi: karkas sapi berbentuk *plane wall* serta pendekatan *properties* karkas sama dengan *properties* air (karena jaringan pada karkas tersusun atas air 60%). Berikut ini tabel *properties* pada temperatur rata-rata kondisi 1-2 dan 2-4:

Tabel 4. 4 *Properties* Karkas Sapi pada Kondisi 1-2 dan 3-4

Properties Air pada T avg 1-2	Besar	Satuan
Konduktivitas, k	0.589378939	W/m. K
Massa jenis, ρ	999.1011142	kg/m ³
cp	4189.093964	J/kg K
<i>Thermal diffusivity</i> , α	1.4082E-07	m ² /s
Properties Air pada T avg 3-4	Besar	Satuan
Konduktivitas, k	2.3	W/m. K
Massa jenis, ρ	918.9	kg/m ³
cp	2000	J/kg K
<i>Thermal diffusivity</i> , α	1.2515E-06	m ² /s

Perhitungan Waktu Pendinginan

Waktu pendinginan diperoleh dengan metode konduksi transien pada karkas sapi dalam gambar 4.8. Waktu pendinginan ini digunakan untuk mengetahui distribusi temperatur fungsi waktu untuk kondisi karkas dengan temperatur awal 30 C hingga -20 C. Berikut ini tahapan perhitungan:

Penurunan Temperatur dari 30 C hingga 0 C

Perhitungan Biott *Number*:

$$B_i = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{250 \times 0.1}{0.589} = 42.41$$

Karena Biott *Number*, $B_i > 0.1$, maka menggunakan metode *Spatial Effect* untuk konduksi transien.

Untuk $B_i=42.41$, maka besar $\delta = 1.53$ dan $C_1 = 1.27$, sehingga nilai Forrier *Number*, Fo sebagai berikut;

$$F_o = -\frac{1}{\delta^2} \ln \left(\frac{1}{C_1} \times \frac{T_{(t)} - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} \right) \\ = -\frac{1}{1.53^2} \ln \left(\frac{1}{1.27} \times \frac{0 - (-20)}{30 - (-20)} \right) = 0.49$$

Waktu pendinginan:

$$t = \frac{F_o \times L_c^2}{\alpha} = \frac{0.49 \times 0.1^2}{1.4 \times 10^{-7}} = 3.5 \times 10^4 s = 9.7 \text{ jam} \approx 10 \text{ jam}$$

Penurunan Temperatur dari 0 C hingga -20 C

Perhitungan Biott Number:

$$B_i = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{250 \times 0.1}{2.3} = 10.86$$

Karena Biott Number, $Bi > 0.1$, maka menggunakan metode *Spatial Effect* untuk konduksi transien.

Untuk $Bi=10.86$, maka besar $\delta = 1.42$ dan $C_1 = 1.26$, sehingga nilai Forrier Number, F_o sebagai berikut;

$$F_o = -\frac{1}{\delta^2} \ln \left(\frac{1}{C_1} \times \frac{T_{(t)} - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} \right) \\ F_o = -\frac{1}{1.42^2} \ln \left(\frac{1}{1.26} \times \frac{-18 - (-20)}{0 - (-20)} \right) = 1.2565$$

Waktu pendinginan:

$$t = \frac{F_o \times L_c^2}{\alpha} = \frac{1.256 \times 0.1^2}{1.25 \times 10^{-6}} = 10040 s = 2.78 \text{ jam} \approx 3 \text{ jam}$$

Kondisi Temperatur Konstan, T=0 C

Perhitungan waktu pendinginan

Waktu pendinginan pada proses laten ini menggunakan analisis perpindahan panas. Berikut ini kalor oleh konveksi udara terhadap satu buah karkas sapi:

$$q_{konveksi} = h \times A_s \times (T_s - T_{\infty}) = 250 \times (1 \times 0.3) \times (0 - (-20)) \\ = 1500 \text{ Watt}$$

Kalor laten oleh 1 buah karkas sapi:

$$q_{latent} (1karkas) = m \times Cp = 100kg \times 334000 \frac{J}{kg}$$

$$= 33400000 \text{ Joule}$$

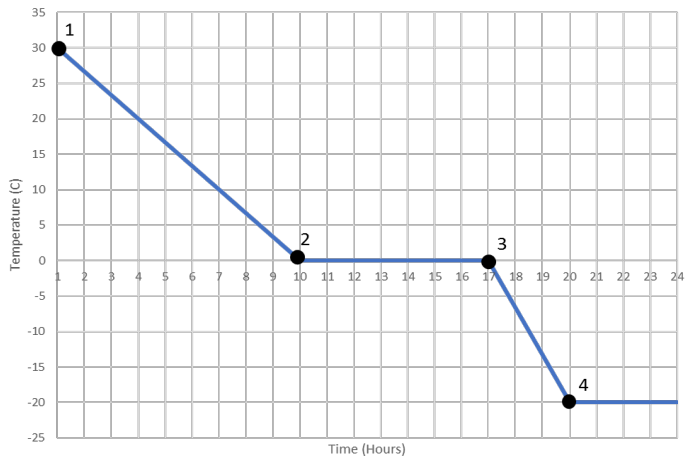
Waktu pendinginan:

$$t = \frac{q_{latent} (1karkas)}{q_{konveksi}} = \frac{33400000 \text{ Joule}}{1500 \text{ Joule/s}} = 22266.67 \text{ s}$$

$$= 6.18 \text{ jam} \approx 7 \text{ jam}$$

Diagram Distribusi Temperatur Produk Karkas Sapi

Grafik pada gambar 4.9 menjelaskan tentang penurunan temperatur karkas terhadap waktu pendinginan yang diperoleh dari perhitungan waktu, t menggunakan konduksi transien.



Gambar 4. 9 Distribusi Temperatur Karkas Sapi terhadap 24 jam Waktu Pendinginan

Massa karkas yang digunakan pada proses perhitungan yaitu 60% dari massa total karena kandungan air dalam karkas sebesar 60%, 22% lemak, dan lainnya merupakan tulang. Dari 4 tingkat keadaan penurunan temperatur produk karkas sapi, maka hasil perhitungan kalor sensibel (akibat penurunan temperatur, kondisi

1-2 dan 3-4) serta kalor laten (akibat perubahan fasa, kondisi 2-3) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 q_{sensible(1-2)} &= m_{karkas} \times c_{water} \times (T_2 - T_1) \\
 q_{sensible(1-2)} &= 15000 \text{ kg} \times \frac{4002.88 \text{ J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (273 - 303) \text{ K} \\
 &= 1200864000 \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

Kalor sensibel rata-rata proses 1-2:

$$\begin{aligned}
 q_{sensible \text{ rata-rata}(1-2)} &= \frac{1200864000 \text{ J}}{9.735252337 \text{ jam}} \\
 &= 123352118.5 \frac{\text{J}}{\text{hr}} = 116937.808 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}
 \end{aligned}$$

Kalor laten total proses 2-3:

$$\begin{aligned}
 q_{laten(2-3)} &= m_{karkas} \times c_p \\
 q_{laten(2-3)} &= 15000 \text{ kg} \times 334000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 5010000000 \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

Kalor laten rata-rata proses 2-3:

$$\begin{aligned}
 q_{laten \text{ rata-rata}(2-3)} &= \frac{5010000000 \text{ Joule}}{6.185185185 \text{ hr}} = 810000000 \frac{\text{J}}{\text{hr}} \\
 &= 767880 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}
 \end{aligned}$$

Kalor sensibel proses 3-4:

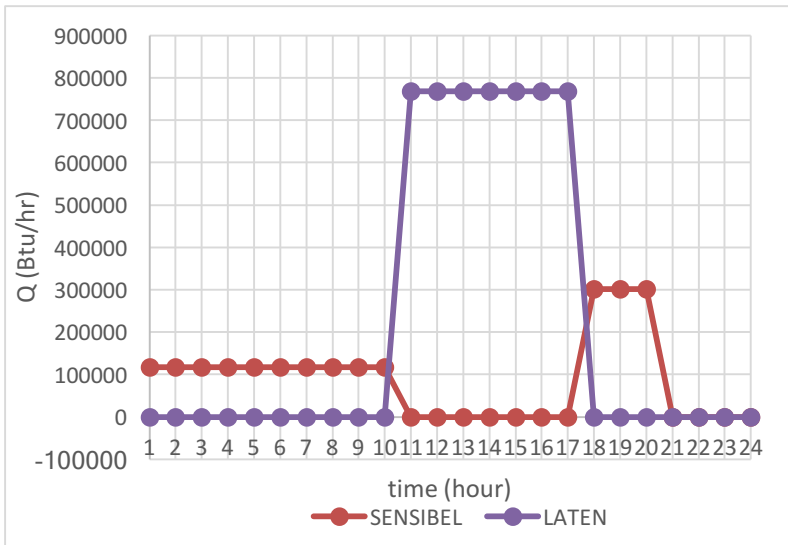
$$\begin{aligned}
 q_{sensible(3-4)} &= m_{karkas} \times c_{ice} \times (T_4 - T_3) \\
 q_{sensible(3-4)} &= 15000 \text{ kg} \times \frac{2950 \text{ J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (0 - (-20)) \text{ C} \\
 &= 885000000 \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

Kalor sensibel rata-rata proses 3-4:

$$\begin{aligned}
 q_{sensible \text{ rata-rata}(3-4)} &= \frac{885000000 \text{ J}}{2.788982999 \text{ jam}} \\
 &= 317319969.4 \frac{\text{J}}{\text{hr}} = 300819.331 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}
 \end{aligned}$$

Beban Produk Rata-rata Fungsi Waktu Pendinginan

Berikut ini grafik beban sensibel dan laten rata-rata fungsi waktu pendinginan:

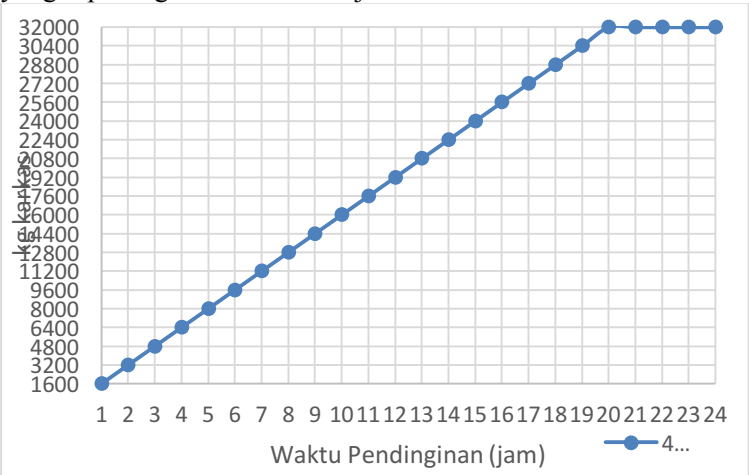


Gambar 4. 10 Beban Produk Karkas Rata-rata Fungsi Waktu Pendinginan

Dari Gambar 4.10, diperoleh nilai beban laten lebih tinggi daripada kalor sensibel produk. Penurunan temperatur karkas dari 30 C menjadi 0 C selama 10 jam dengan kalor sensibel rata-rata sebesar $116937.8084 \frac{Btu}{hr}$; pada perubahan fasa menjadi es, produk karkas mengalami perpindahan kalor laten rata-rata selama 7 jam sebesar $767880 \frac{Btu}{hr}$ dengan temperatur konstan 0 C, dan pada penurunan temperatur dari 0 C menjadi -20 C produk karkas mengalami perpindahan kalor sensibel sebesar $300819.331 \frac{Btu}{hr}$ selama 3 jam. Sehingga, total waktu pendinginan yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur produk karkas sebanyak 25 ton dari 30 C menjadi -20 C yaitu $(10+7+3)$ jam = 20 jam. Kapasitas Maksimum pendinginan karkas yaitu $767880 \frac{Btu}{hr} = 225043.413 W$. Energi yang dibutuhkan pendingin yaitu 5401041.918 Wh/hari.

Waktu Masuk dan Keluar Produk dari Cold Storage

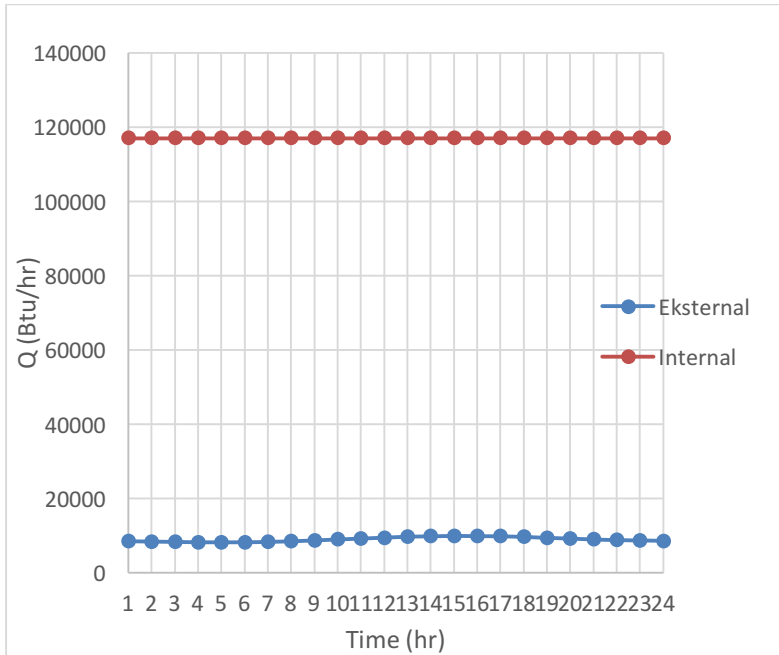
Proses pembekuan produk dalam cold storage mencapai waktu 20 jam. Proses masuk dan keluar produk berlangsung setiap jam setelah 20 jam waktu pendinginan tercapai. Karkas dimasukan ke dalam cold storage secara berkala setiap jam. Kapasitas maksimal cold storage yaitu 25 ton karkas sapi, sedangkan satu ekor sapi menghasilkan 4 bagian karkas dengan massa masing-masing karkas diestimasikan 100 kg, sehingga dalam 20 jam pendinginan terdapat kurang lebih 63 ekor sapi yang dipotong. Dengan demikian, terdapat 3 hingga 4 ekor sapi yang dipotong dalam waktu 1 jam.



Gambar 4. 11 Penambahan Karkas Sapi dalam Cold Storage

Pada gambar 4.11 berikut menjelaskan proses penambahan karkas dalam cold storage secara berkala dalam 20 jam waktu pendinginan. Jumlah karkas yang dimasukan atau yang diambil yaitu maksimal 4 ekor sapi atau 1600 kg karkas. Sehingga, saat memasukan karkas pada 21 jam pendinginan, karkas sebanyak 1600 kg yang telah dimasukkan pada 1 jam pertama, begitu seterusnya.

Perbandingan Beban Internal dan Eksternal *Cold Storage*



Gambar 4. 12 Perbandingan Beban Internal dan Eksternal *Cold Storage*

Gambar 4.12 menjelaskan tentang perbandingan beban internal dan eksternal *cold storage*. Beban diperhitungkan berdasarkan jam matahari. Beban internal konstan sesuai dengan kapasitas pendinginan maksimal produk, yaitu $767880 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$.

4.1.3 Perhitungan Beban Infiltrasi Beban Pendinginan Sensibel oleh Infiltrasi

Berikut ini contoh perhitungan beban sensibel oleh infiltrasi:

Data:

Temperatur difference,

$$TD_{(t=1jam)} = T_0 - \Delta T_{db} - T_{room} = 91.4 - 17 - (-4) F = 78.4 F$$

$$Scfm = 15 \text{ CFM (untuk standar ruangan beku)}$$

Maka,

$$Q_{s(t=1jam)} = 1.10 \times TD \times scfm$$

$$Q_{s(t=1jam)} = 1.10 \times 78.4 \times 15 = 1293.6 \text{ Btu/hr}$$

Perhitungan dilakukan hingga 24 jam waktu pendinginan.

Beban Pendinginan Laten oleh Infiltrasi

Berikut ini contoh perhitungan beban laten oleh infiltrasi:

Data:

Inside-outside humidity ratio difference, $\Delta W_{(t=1jam)} = 0.0246$
(diperoleh dari nilai *dry bulb* dan *wet bulb temperature*).

$$Scfm = 15 \text{ CFM (untuk standar ruangan beku)}$$

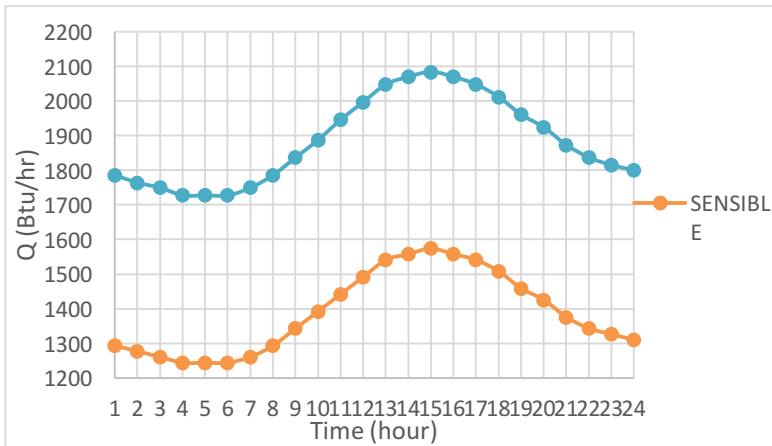
Maka,

$$Q_{L(t=1jam)} = 4840 \times \Delta W \times scfm$$

$$Q_{L(t=1jam)} = 4840 \times 0.0246 \times 15 = 1785.96 \text{ Btu/hr}$$

Perhitungan dilakukan hingga 24 jam waktu pendinginan.

Berikut ini grafik beban pendinginan oleh infiltrasi secara laten maupun sensibel terhadap waktu pendinginan:



Gambar 4. 13 Beban Infiltrasi Fungsi Waktu Pendinginan

Grafik tersebut menunjukkan beban laten dan sensibel oleh infiltrasi terhadap waktu pendinginan. Beban laten memiliki nilai yang jauh lebih besar daripada beban sensibel. Kedua beban ini mengalami penurunan hingga 5 jam pendinginan dan meningkat hingga mencapai nilai maksimal pada 15 jam pendinginan. Setelah itu, beban kembali menurun hingga 24 jam pendinginan.

Total Beban Pendinginan

Perhitungan beban pendinginan dilakukan untuk bulan Januari hingga Desember dengan tujuan mencari beban terbesar untuk kemudian dijadikan beban minimal *input unit* atau *evaporator* pada *cold storage*. Perhitungan beban pendinginan diperoleh dari keseluruhan beban internal, eksternal, dan infiltrasi. Berikut ini contoh perhitungan total beban pendinginan di bulan Januari pada 1 jam pendinginan:

$$Q_{total} = Q_{eksternal} + Q_{internal} + Q_{infiltrasi}$$

$$Q_{total} = (126681.517 + 1785.96) \frac{Btu}{hr} = 128467.477 \frac{Btu}{hr}$$

Dengan menggunakan *safety factor* 10% dari total beban, maka diperoleh:

$$Q_{total} = 128467.477 \frac{Btu}{hr} + \left(0.10 \times 128467.477 \frac{Btu}{hr} \right)$$

$$= 141314.225 \frac{Btu}{hr}$$

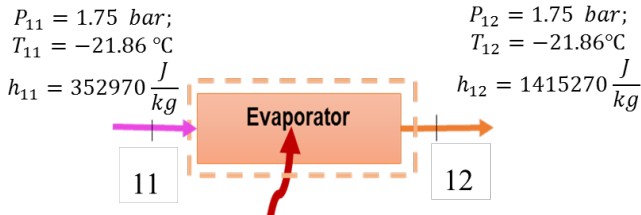
Beban pendinginan total diperhitungkan hingga 24 jam pendinginan setiap bulan dalam setahun. Sehingga, diperoleh beban tertinggi yaitu pada bulan Januari pada 15 jam pendinginan sebesar 859595.541 Btu/hr atau 251922.585 Watt, setara dengan 0.251 MW seperti pada tabel berikut ini:

Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan Total Beban Pendinginan untuk Tiap Bulan terhadap Waktu Pendinginan

Cooling Load Estimate (Btu/hr)												
hour	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
1	141314.2	141147.7	141155.1	141150.3	141122.1	141110.9	141121.9	141150.1	141155	141147.2	141144.5	141148.7
2	141170.4	141004.8	141012.5	141007.7	140979.5	140968.3	140979.3	141007.5	141012.3	141004.4	141001	141004.9
3	141036.1	140871	140878.8	140874.1	140845.9	140834.8	140845.8	140874	140878.7	140870.6	140866.8	140870.5
4	140895	140729.9	140737.8	140733.1	140705	140693.9	140704.9	140733	140737.7	140729.5	140725.2	140728.7
5	140880.2	140716	140724.1	140719.5	140691.4	140680.3	140691.2	140719.4	140724	140715.7	140711	140714.1
6	140891.5	140723.1	140729.7	140724.7	140696.3	140684.9	140696	140724.4	140729.5	140722.3	140722.1	140727.7
7	141040.4	140856	140862.2	140857	140828.4	140817	140828.1	140856.7	140861.9	140855.1	140856.4	140862.9
8	141306.5	141109.4	141115.2	141109.9	141081.3	141069.7	141080.9	141109.5	141114.9	141108.3	141110.8	141117.9
9	141681.8	141475.8	141481.2	141475.7	141447	141435.3	141446.6	141475.3	141480.8	141474.6	141478.7	141486.6
10	142067.7	141852.4	141857.4	141851.7	141823	141811.2	141822.5	141851.3	141856.9	141851.1	141856.5	141865.2
11	858503.5	858283.7	858288.3	858282.5	858253.7	858241.8	858253.2	858282	858287.8	858282.3	858289.1	858298.5
12	858884.6	858662.8	858667	858661.1	858632.2	858620.2	858631.6	858660.6	858666.5	858661.2	858669.2	858679.1
13	859284.3	859058.4	859062.3	859056.3	859027.3	859015.3	859026.8	859055.8	859061.8	859056.7	859065.6	859076
14	859441.3	859206	859209.9	859203.9	859174.9	859162.9	859174.3	859203.3	859209.3	859204.3	859213.4	859224
15	859595.5	859353.5	859357.3	859351.3	859322.2	859310.2	859321.7	859350.7	859356.8	859351.8	859361.1	859371.8
16	859505	859259.6	859263.6	859257.6	859228.5	859216.6	859228	859257	859263	859257.9	859266.8	859277.2
17	859396.6	859151.5	859155.4	859149.4	859120.3	859108.3	859119.8	859148.8	859154.8	859149.8	859158.9	859169.5
18	345382	345145	345148.6	345142.5	345113.4	345101.4	345112.8	345141.9	345148	345143.2	345153.2	345164.3
19	344990.4	344765.4	344770.2	344764.5	344735.7	344723.9	344735.3	344764.1	344769.8	344764	344769.9	344778.8
20	344689.8	344486.3	344491.9	344486.5	344457.8	344446.2	344457.4	344486.1	344491.5	344485.2	344488.6	344496.2
21	13409.15	13209.89	13216.04	13210.77	13182.24	13170.75	13181.92	13210.46	13215.72	13208.94	13210.55	13217.12
22	13141.86	12944.07	12950.62	12945.49	12917.05	12905.65	12916.78	12945.22	12950.35	12943.25	12943.49	12949.34
23	12994.1	12798.51	12805.4	12800.39	12772.02	12760.7	12771.79	12800.16	12805.17	12797.81	12796.92	12802.16
24	12856.47	12662.37	12669.53	12664.61	12636.3	12625.04	12636.1	12664.41	12669.33	12661.75	12659.95	12664.71

4.2 Perhitungan Daur Kompresi Uap Mesin Cold Storage

Perhitungan *mass flow rate* dari refrigeran:



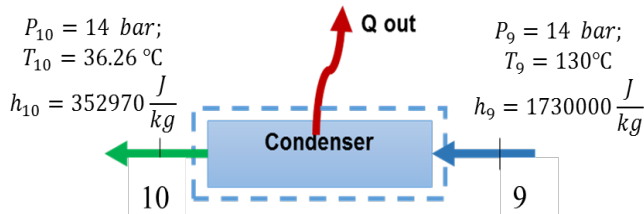
Gambar 4. 14 Skema dan Data *Evaporator* Sistem Kompresi Uap Sederhana

$$\dot{m}_{R717} = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{(h_{12} - h_{11})}; \text{ dengan } Q_{\text{evaporator}} = \text{total cooling load}$$

Sehingga;

$$\dot{m}_{R717} = \frac{251922.585 \text{ J/s}}{(1415270 - 352970) \text{ J/kg}} = 0.237 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Analisis Kondensor

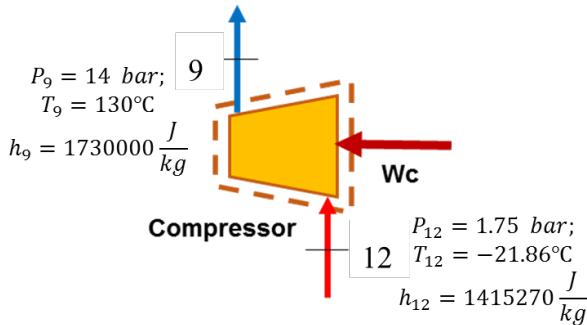


Gambar 4. 15 Skema dan Data Kondensor Sistem Kompresi Uap

Perhitungan kalor yang keluar dari kondensor:

$$\begin{aligned} Q_{\text{condenser}} &= \dot{m}_{R717} \times (h_{10} - h_9) \\ Q_{\text{condenser}} &= 0.237 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (1730000 - 352970) \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ &= 326560.253 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Analisis Kompresor



Gambar 4. 16 Skema dan Data Kompresor pada Sistem Kompresi Uap

Perhitungan kerja kompresor sistem kompresi uap:

$$W_{compressor} = \dot{m}_{R717} \times (h_9 - h_{12})$$

$$W_{compressor} = 0.237 \frac{kg}{s} \times (1730000 - 1415270) \frac{J}{kg}$$

$$= 74637.668 \text{ Watt}$$

Coefficient of Performance (COP) Sistem Kompresi Uap

Berikut ini COP sistem kompresi uap:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evaporator}}{\dot{W}_{compressor}} = \frac{251922.585 \text{ J/s}}{74637.668 \text{ Watt}} = 3.375$$

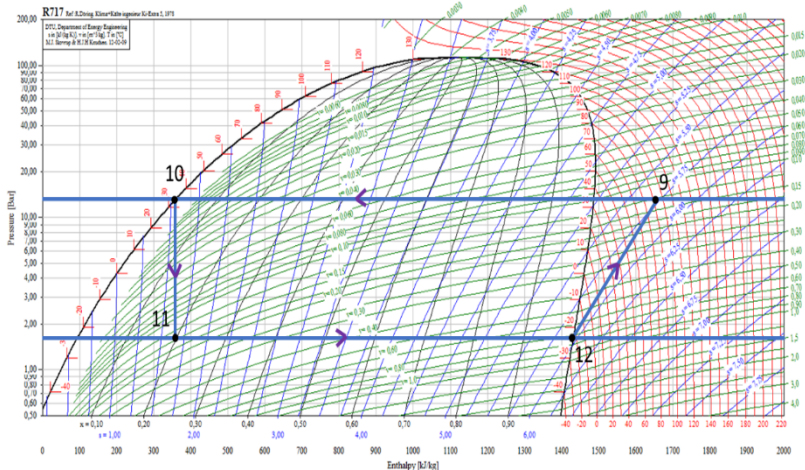
Perbandingan COP Sistem Kompresi Uap dengan Sistem Carnott

COP sistem pendingin tidak akan melebihi COP sistem Carnot. Oleh karena itu, dilakukan perbandingan COP kompresi uap untuk desain dengan COP Carnot. Berikut ini nilai COP Carnot dari temperatur saturasi untuk *cold* dan *hot*:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_h} = \frac{-21.86 + 273 \text{ K}}{(-21.86 + 273) - (36.26 + 273) \text{ K}}$$

$$= 4.321059876$$

Oleh karena nilai COP sistem kompresi uap desain lebih kecil daripada nilai COP sistem Carnot, maka desain sistem ini sudah sesuai. Berikut ini gambar diagram tekanan-entalpi untuk sistem kompresi uap:



Gambar 4. 17 Diagram Tekanan-Entalpi Sistem Kompresi Uap

4.3 Perhitungan Daur Absorpsi Mesin *Cold Storage*

Berikut ini perhitungan sistem absorpsi mesin *cold storage*:

Kalor yang dikeluarkan oleh kondensor pada sistem kompresi uap, akan diserap oleh evaporator pada sistem absorpsi, sehingga:

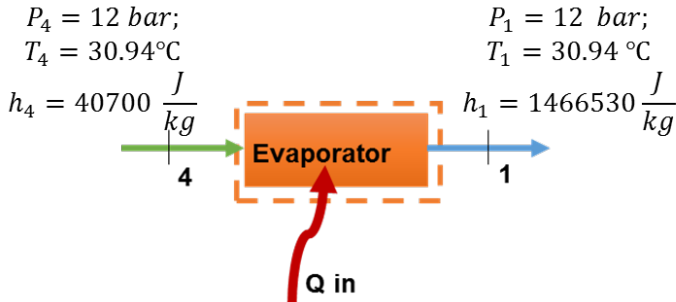
$$\dot{Q}_{\text{condenser (VCRS)}} = \dot{Q}_{\text{evaporator (ARS)}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evaporator (ARS)}} = 326560.253 \text{ Watt}$$

Perhitungan Laju Alir Massa Refrigeran R717 (*pure*)

Laju alir massa *pure ammonia* atau ammonia dengan konsentrasi 100% adalah laju alir refrigeran yang melalui kondensor, katup ekspansi, dan *evaporator* pada sistem absorpsi atau yang melintasi *state point* 1, 2, 3, dan 4 pada gambar 2.7.

Berikut ini perhitungan \dot{m}_1 sesuai dengan balans energi:

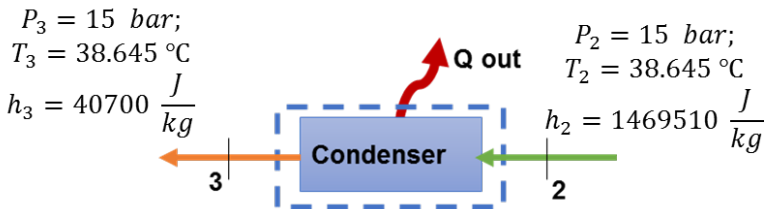


Gambar 4. 18 Skema dan Data *Evaporator* Sistem Absorpsi

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporator (ARS)}}}{(h_1 - h_4)} = \frac{326560.253 \text{ Watt}}{(1466530 - 40700) \frac{\text{J}}{\text{kg}}} = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Kalor yang dilepas oleh Kondensor

Berikut ini perhitungan kalo yang dilepas oleh kondensor pada sistem absorpsi dengan balans energi:



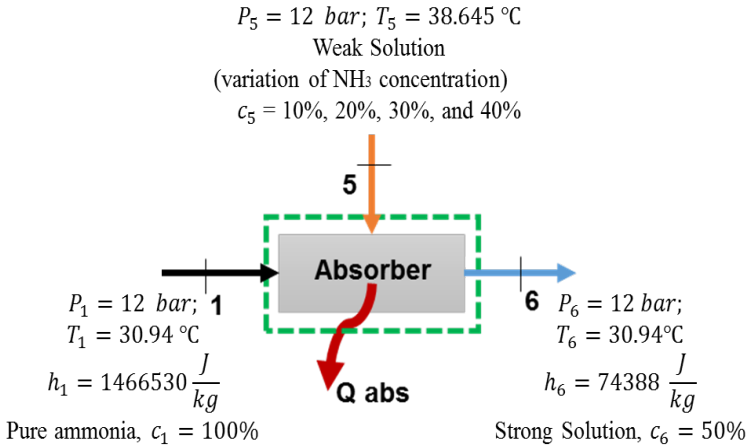
Gambar 4. 19 Skema dan Data Kondensor Sistem Absorpsi

Berdasarkan balans energi, diperoleh:

$$\dot{Q}_{\text{condenser (ARS)}} = \dot{m}_1 (h_3 - h_2)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{condenser (ARS)} &= 0.229 \frac{kg}{s} (1469510 - 40700) \frac{J}{kg} \\ &= 327242.768 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Analisis Termodinamika pada Absorber



Gambar 4. 19 Skema dan Data Absorber Sistem Absorpsi

Pada absorber, dilakukan 4 variasi persentase ammonia (% kg NH_3 / mix) yaitu 10%, 20%, 30%, dan 40% untuk *weak solution* dan persentase tetap 50% untuk *strong solution*. Pada gambar 2.7, *weak solution* dialirkan melalui state point 5 dan 8, sedangkan *strong solution* melalui state point 6 dan 7. Berikut ini perhitungan berdasarkan analisis balans energi dan massa:

Basic Equations:

Dari persamaan 2.16, 2.17, 2.18, dan 2.19 diperoleh persamaan berikut ini:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 \left(\frac{c_1 - c_6}{c_6 - c_5} \right)$$

Dan $\dot{m}_1 + \dot{m}_5 = \dot{m}_6$, maka:

Variasi 1: Saat konsentrasi *weak solution*, $c_5 = 10\% = 0.10$; $h_5 = 601708 \text{ J/kg}$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 5

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 \left(\frac{c_1 - c_6}{c_6 - c_5} \right) = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{1 - 0.50}{0.50 - 0.1} \right) = 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 6

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.515 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Q Absorber

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{absorber}} &= \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \\ \dot{Q}_{\text{absorber}} &= 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1466530 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 601708 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ &\quad - 0.515 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 74388 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ \dot{Q}_{\text{absorber}} &= 469810.872 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Variasi 2: Saat konsentrasi *weak solution*, $c_5 = 20\% = 0.20$; $h_5 = 432650 \text{ J/kg}$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 5

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 \left(\frac{c_1 - c_6}{c_6 - c_5} \right) = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{1 - 0.50}{0.50 - 0.2} \right) = 0.381 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 6

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.381 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.610 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Q Absorber

$$\dot{Q}_{\text{absorber}} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{absorber} &= 0.229 \frac{kg}{s} \times 1466530 \frac{J}{kg} + 0.381 \frac{kg}{s} \times 432650 \frac{J}{kg} \\ &\quad - 0.610 \frac{kg}{s} \times 74388 \frac{J}{kg} \\ \dot{Q}_{absorber} &= 455600.219 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Variasi 3: Saat konsentrasi *weak solution*, $c_5 = 30\% = 0.30$; $h_5 = 252520 \text{ J/kg}$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 5

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 \left(\frac{c_1 - c_6}{c_6 - c_5} \right) = 0.229 \frac{kg}{s} \left(\frac{1 - 0.50}{0.50 - 0.3} \right) = 0.572 \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 6

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 = 0.229 \frac{kg}{s} + 0.572 \frac{kg}{s} = 0.801 \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Q Absorber

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{absorber} &= \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \\ \dot{Q}_{absorber} &= 0.229 \frac{kg}{s} \times 1466530 \frac{J}{kg} + 0.572 \frac{kg}{s} \times 284216 \frac{J}{kg} \\ &\quad - 0.801 \frac{kg}{s} \times 74388 \frac{J}{kg} \\ \dot{Q}_{absorber} &= 438987.787 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Variasi 4: Saat konsentrasi *weak solution*, $c_5 = 40\% = 0.40$; $h_5 = 162116 \text{ J/kg}$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 5

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 \left(\frac{c_1 - c_6}{c_6 - c_5} \right) = 0.229 \frac{kg}{s} \left(\frac{1 - 0.50}{0.50 - 0.4} \right) = 1.145 \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 6

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 = 0.229 \frac{kg}{s} + 1.145 \frac{kg}{s} = 1.374 \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Q Absorber

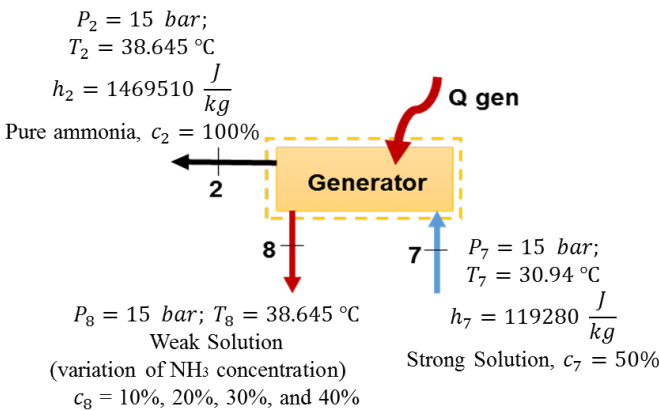
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{absorber} &= \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \\ \dot{Q}_{absorber} &= 0.229 \frac{kg}{s} \times 1466530 \frac{J}{kg} + 1.145 \frac{kg}{s} \times 162116 \frac{J}{kg} \\ &\quad - 1.374 \frac{kg}{s} \times 74388 \frac{J}{kg} \\ \dot{Q}_{absorber} &= 419307.094 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Berikut ini tabel hasil perhitungan keempat variasi persentase ammonia:

Tabel 4. 6 Hasil Perhitungan Variasi Persentase Ammonia pada Absorber

No	Variasi Konsentrasi State Point 5, c_5	Laju Alir Massa State Point 5, \dot{m}_5 (kg/s)	Laju Alir Massa State Point 6, \dot{m}_6 (kg/s)	Q absorber (Watt)
1	0.10	0.286	0.515	469810.872
2	0.20	0.381	0.610	455600.219
3	0.30	0.572	0.801	438987.787
4	0.40	1.145	1.374	419307.094

Analisis Thermodinamika pada Generator



Gambar 4. 20 Skema dan Data Generator pada Sistem Absorbsi

Analisis pada generator juga dilakukan dengan memvariasikan persentase ammonia untuk *weak solution* seperti pada absorber, yaitu 10%, 20%, 30%, dan 40%, sedangkan untuk *strong solution*, persentase ammonia tetap yaitu 50%. *Weak solution* melintasi *state point* 8, sedangkan *strong solution* melalui *state point* 7 pada gambar 2.17. Berikut ini perhitungan berdasarkan balans energi dan massa pada generator:

Basic Equations: berdasarkan persamaan 2.20, 2.21, dan 2.22 diperoleh persamaan berikut:

$$\dot{m}_8 = \frac{(C_2 - C_7)}{(C_7 - C_8)} \dot{m}_2$$

$$\text{dan } \dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_2$$

Variasi 1: saat konsentrasi *weak solution*, $C_8 = 10\% = 0.10$; $h_8 = 652360 \text{ J/kg}$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 8

$$\dot{m}_8 = \frac{(C_2 - C_7)}{(C_7 - C_8)} \dot{m}_2 = 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{1 - 0.50}{0.50 - 0.1} \right) = 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Laju Alir Massa State Point 7

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_2 = 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.515 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Perhitungan Q Generator

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{generator} &= \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7 \\ \dot{Q}_{generator} &= 0.286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 652360 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0.229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1469510 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ &\quad - 0.515 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 119280 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ \dot{Q}_{generator} &= 461860.724 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Begitu seterusnya hingga perhitungan untuk seluruh variasi selesai, sehingga diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut:

Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Variasi Persentase Ammonia pada Generator

No	Variasi Konsentrasi Ammonia pada <i>State Point</i> 8, C_8	Enthalpi <i>State Point</i> 8, h_8 (J/kg)	Laju Alir Massa <i>State Point</i> 8, \dot{m}_8 (kg/s)	Laju Alir Massa <i>State Point</i> 7, \dot{m}_7 (kg/s)	Q Generator (Watt)
1	0.10	652360	0.286	0.515	461860.724
2	0.20	481880	0.381	0.610	447656.942
3	0.30	331760	0.572	0.801	430907.091
4	0.40	208190	1.145	1.374	411061.495

Perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) Sistem Absorbsi

Berikut ini contoh perhitungan COP sistem dengan variasi *weak solution* aquos-ammonia 0.10:

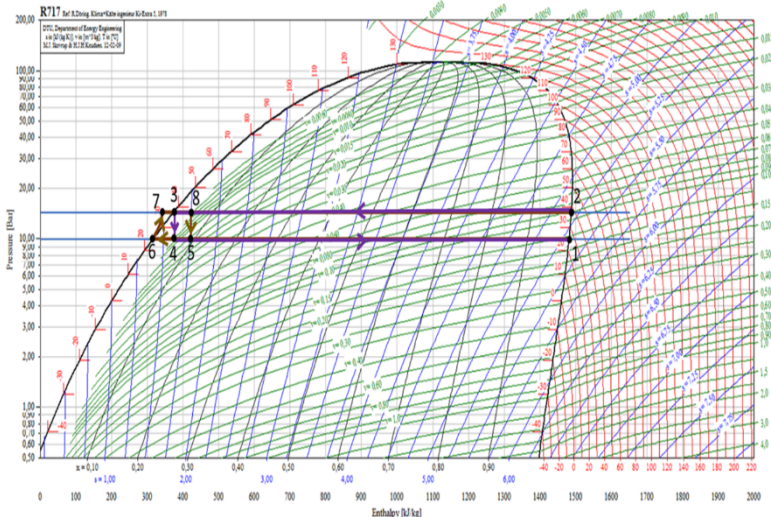
$$COP_{ARS} = \frac{\dot{Q}_{evaporator}}{\dot{Q}_{generator}} = \frac{327242.768}{461860.724} = 0.707$$

Sehingga, untuk semua variasi, diperoleh besar COP sebagai berikut:

Tabel 4. 8 Hasil Perhitungan COP untuk Variasi *Weak Solution* Sistem Absorbsi

No	Variasi Konsentrasi Ammonia untuk <i>Weak Solution</i>	COP
1	0.10	0.707
2	0.20	0.729
3	0.30	0.757
4	0.40	0.794

Berikut ini diagram tekanan-entalpi untuk siklus absorpsi dengan hanya meninjau refrigeran ammonia (R717):



Gambar 4. 21 Diagram Tekanan-Entalpi Siklus Absorpsi untuk Refrigeran R717

Gambar 4.21 di atas menjelaskan tentang kondisi ammonia pada sistem absorpsi. Tingkat keadaan (1) merupakan kondisi ammonia pada *saturated vapor*. Kondisi ini merupakan 100% ammonia keluar dari *evaporator* menuju absorber. Tingkat keadaan (2) merupakan kondisi 100% ammonia pada *saturated vapor* dari generator menuju kondensor. Tingkat keadaan (3) merupakan *saturated liquid* ammonia murni (konsentrasi 100%) saat keluar dari kondensor menuju katup ekspansi, kemudian terjadi *throttling* pada tingkat keadaan (4) dengan isoenthalpi ammonia berubah fasa menjadi fasa campuran dan kembali menuju *evaporator*.

Pada proses absorpsi, tingkat keadaan (6) merupakan ammonia dengan konsentrasi tinggi (*strong solution*) menuju pompa dan masuk generator (tingkat keadaan (7)). Proses ini adalah proses isentropik. Di dalam generator, ammonia-air ini

dipanaskan sehingga larutan dengan konsentrasi ammonia rendah (*weak solution*) kembali mengalir menuju absorber (tingkat keadaan (8) dan (5)) melalui *reducing valve*. Proses ini adalah proses *throttling*. Sedangkan uap ammonia murni dialirkan kembali menuju kondensor.

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa *coefficient of performance* (COP) terbaik sistem absorpsi berada variasi persentase ammonia lemah 0.40 yaitu 0.794. Sehingga, dipilihlah desain dengan konsentrasi larutan lemah tersebut untuk pemilihan luas *solar collector*.

4.4 Perhitungan Sistem Solar Collector

Berikut ini contoh perhitungan luas penampang *solar collector* untuk variasi *weak solution* pada sistem absorpsi: Dengan menggunakan persamaan balans energi, diperoleh:

$$Q_{\text{Generator pada ARS}} = Q_{\text{solar collector}}$$

Nilai iradiasi di Pamekasan diasumsikan sebesar 1367 Watt/m², maka:

Variasi 1: saat konsentrasi ammonia 0.10 untuk *weak solution*, diperoleh Q generator 461860.724 Watt, sehingga;

$$Q_{\text{solar collector}} = 461860.724 \text{ Watt}$$

Maka, luas penampang *Solar Collector* yaitu:

$$A_{\text{solar collector}} = \frac{Q_{\text{solar collector}}}{\text{Irradiation}}$$

$$A_{\text{solar collector}} = \frac{461860.724 \text{ Watt}}{1367 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} = 337.864 \text{ m}^2$$

Perhitungan tersebut dilakukan hingga variasi keempat dan diperoleh luasan sebagai berikut:

Tabel 4. 9 Hasil Perhitungan Luas *Solar Collector*

Variasi Konsentrasi	Q Generator	Luas Solar
---------------------	-------------	------------

Ammonia untuk <i>Weak Solution</i>	(Watt)	<i>Collector</i> (m²)
0.10	461860.724	337.864
0.20	447656.942	327.473
0.30	430907.091	315.220
0.40	411061.495	300.703

Karena pada perhitungan sistem absorpsi diperoleh nilai COP terbaik pada variasi keempat dengan konsentrasi ammonia untuk *weak solution* 0.40, maka luas *solar collector* dipilih juga pada variasi yang sama, yaitu 300.703 m² dan dengan *safety factor*, maka luas *solar collector* menjadi 301 m².

4.5 Pemilihan Komponen

Berdasarkan seluruh perhitungan sistem pada *cold storage*, maka direkomendasikan beberapa komponen berikut ini:

Tabel 4. 10 Komponen Penyusun *Cold Storage*

No	Komponen	Merk/Tipe
1	Sistem Kompresi Uap a. <i>Evaporator</i> b. Kondensor c. Kompresor d. Katup Ekspansi	a. Merk: Cabero seri IBHR (5 unit 55KW; stainless steel) b. <i>Heat Exchanger (custom)</i> c. Merk: Hasegawa; V-Belt Drive Compressor; two-stage compressor unit model HVU-VZL62AVT d. Merk: HRP; Series TERE, Alco Code A
2	Sistem Absorpsi a. <i>Evaporator</i> b. Kondensor c. Katup Ekspansi	a. <i>Heat Exchanger</i> b. Merk: Cabero Compact Line seri W-Shape c. HRP; Series TERE, Alco Code A

	d. Komponen Absorpsi	d. Merk: York; model: YHAU-C-L (Kapasitas: 176-1758 kW)
3	<i>Solar System</i> a. <i>Flat Plate Solar Collector</i> b. Pompa c. <i>Energy Storage</i>	a. Merk: Sunearth Empire Series model EC/EP40 (Gross Area = 40.81 ft ² ; 80 unit) b. Merk: Flowserve; GA series; <i>Double Helical Gear (pressure to 17 bar)</i> c. Merk: Cristopia; Tipe: <i>Concrete Tank</i>

Untuk kondensor dalam siklus kompresi uap dan *evaporator* dalam siklus absorpsi merupakan alat penukar panas (*Heat Exchanger*). Pemilihan komponen ini berdasarkan katalog sukar diperoleh, sehingga diperlukan pemesanan dan manufaktur yang khusus untuk memenuhi kriteria dalam desain. Oleh karena itu, penulis tidak mencantumkan merk atau tipe berdasarkan katalog.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan pada BAB IV, diperoleh kesimpulan untuk desain *cold storage* sebagai berikut:

1. Beban pendinginan tertinggi yaitu bulan Januari pada 15 jam waktu pendinginan sebesar 859595.541 Btu/hr atau 251.922 KW.

2. Nilai *Coefficient of Performance* (COP) terbaik untuk sistem absorpsi yaitu pada persentase *water-ammonia* untuk *weak solution* 0.40 dengan COP 0.794.

Luas *Flat Plate Solar Collector* terkecil yaitu pada variasi persentase *water-ammonia* untuk *weak solution* 0.40 yaitu 300.703 m².

Nilai COP untuk sistem kompresi uap yaitu 3.375 dan lebih kecil daripada sistem pendingin Carnot sistem kompresi uap.

3. Komponen penyusun sistem pendinginan yang dipilih berdasarkan katalog sebagai berikut: a) *Evaporator*: Merk: Cabero seri IBHR (5 unit 55KW; *stainless steel*); b) Kompresor: Merk: Hasegawa; V-Belt Drive Compressor; two-stage compressor unit model HVU-VZL62AVT; c) Katup ekspansi: Merk: HRP; Series TERE, Alco Code A; d) Kondensor Sistem Absorpsi: Merk: Cabero Compact Line seri W-Shape; e) Komponen Absorpsi: Merk: York; model: YHAU-C-L (Kapasitas: 176-1758 kW); f) *Flat Plate Solar Collector*: Merk: Sunearth Empire Series model EC/EP40 (Gross Area = 40.81 ft²; 80 unit); g) Pompa: Merk: Flowsereve; GA series; Double Helical Gear (pressure to 17 bar); h) *Energy Storage*: Merk: Cristopia; Tipe: Concrete Tank.

5.2 Saran

Berikut ini saran dalam tugas akhir perancangan *cold storage*:

1. Sebaiknya pada perancangan *cold storage* berikutnya digunakan refrigeran yang lebih umum digunakan karena instalasi atau komponen yang umum jarang sekali menggunakan ammonia (R717) sebagai refrigeran, sehingga penulis sedikit kesulitan dalam pemilihan komponen berdasarkan katalog.
2. Sebaiknya digunakan pula pasangan absorbent-refrigeran pada siklus absorpsi yang lebih umum, karena pemakaian *aquos-ammonia* saat ini sudah jarang digunakan dan sedikit rumit dalam pembacaan entalpi pada persentase *ammonia/aquos* tertentu.
3. Sebaiknya perhitungan lebih mendalam lagi untuk perhitungan koefisien konveksi pada kondisi konveksi paksa *blower*.
4. Sebaiknya pada perancangan berikutnya digunakan beban produk yang lebih sedikit agar luas *solar collector* tidak terlalu besar, sehingga lebih menghemat lokasi instalasi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Asosiasi Obat Hewan Indonesia, Jakarta, 2015.
- [2] D. P. K. Pamekasan, Interviewee, *Produksi dan Populasi sapi potong di kabupaten Pamekasan*. [Interview]. 11 May 2015.
- [3] S. James and C. James, Meat Refrigeration, England: Woodhead Publishing Limited, Abington Hall, Abington, 2002.
- [4] D. N. Basu and A. Ganguly, *Solar thermal-photovoltaic powered potato cold storage-conceptual design and performance analysis*, p. 308, 2015.
- [5] S. J. Michael and H. N. Shapiro, Fundamental of Engineering Thermodynamics 7th Edition, United States of America: John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- [6] W. Stoecker and J. Jones, Refrigeration and Air Conditioning, New York: McGraw-Hill, Inc., 1982.
- [7] American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer (ASHRAE), Inc., Cooling and Heating Load Calculation Manual, U.S: U.S Department of Housing and Urban Development, 1976-1977.
- [8] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition, United States of America: JOHN WILEY & SONS, 2007.
- [9] Dinas Peternakan Jawa Timur, "Dinas Peternakan Provinsi Jawa Timur," 2015. [Online]. Available: www.disnak.jatimprov.go.id. [Accessed 21 September 2016].
- [10] D. N. Basu and A. Ganguly, *Solar thermal-photovoltaic powered potato cold storage – Conceptual*, p. 311, 2015.
- [11] S. Kakac and H. Liu, Heat Exchanger; Selecting, Rating, and Thermal Design 3rd Edition, U.S: Taylor & Francis Group, LLC, 2012.

LAMPIRAN

Lampiran A. Tabel Persentase Air-Ammonia dan Tekanan

x	Pressure, bar											
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20
0	252.4	317.87	359.54	390.93	416.44	503.1	603.6	670.1	721.4	763.78	847.17	911.92
0.1	55.87	121.49	163.19	194.56	220.03	306.6	406.9	473.6	525.2	567.94	652.36	718.27
0.2	-91.72	-28.97	10.89	40.88	65.25	148.1	244.4	308.6	358.4	399.83	481.88	546.23
0.3	-221.5	-160.7	-122.2	-93.23	-69.72	10.13	102.8	164.6	212.6	252.52	331.76	394.06
0.4	-332.5	-272.1	-234.0	-205.4	-182.3	-104.1	-13.80	46.24	92.76	131.40	208.19	268.56
0.5	-414.7	-353.7	-315.5	-286.9	-263.9	-186.4	-97.53	-38.71	6.75	44.46	119.28	178.05

Lampiran B. Kandungan Air dalam Daging

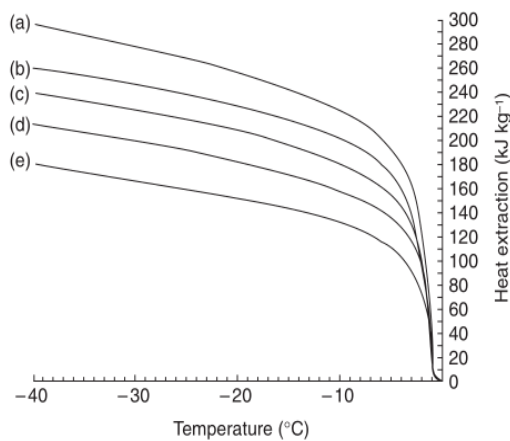


Fig. 13.2 Heat extraction required in cooling meat below 0 °C (a) Lean meat (74% water, 4% fat), (b) lean loin cut (64.9% water, 11.7% fat, bone in), (c) moderately lean carcass (60% water, 22% fat), (d) moderately fat loin cut (52.5% water, 28.4% fat, bone in), (e) fat loin cut (44.4% water, 39.4% fat, bone in) (source: Morley, 1974).

Lampiran D. Tabel Perhitungan Beban Pendinginan Pintu, Atap dan Lantai Bulan Januari

Door		hardboard medium density			
Direction	N	S	W	E	U (Btu/hr.ft ² .°F)
A (m ²)	0	1.288	0	0	
A (ft ²)	0	13.864032	0	0	0.18

[illegible]

FLOOR		Resistance (R) value
No	Material	Between Joist at Joist
1	Bottom surface (air)	0
2	Metal lath and lightweight aggregate, 0.75 in	0.47
3	Joist	0
4	Nonreflective airspace	0.93
5	Wood subfloor, 0.75 in	0.94
6	Plywood, 0.625 in	0.78
7	Felt building membrane	0.06
8	Resilient tile	0.05
9	Top surface (air)	0.61
	ΣR (Hr.ft. ² /Btu)	3.84
	U (Btu/hr.ft. ² .°F)	0.260416667
	U total (Btu/hr.ft. ² .°F)	0.343958855

FLAT ROOF with suspended ceiling	
Type:	
	6 in h/w concrete with 2 in insulation
U (Btu/hr.ft. ² .°F)	0.088
A (ft ²)	215.28
LM	
Latitude (lintang selatan)	8
LM	-2

with suspended ceiling																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	34	33	32
																							31
CLTD corr= [(CLTD+LM).K+(78-Tp)+(To-85)].f																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
101.9	101.4	101	100.4	99.9	99.4	98.9	98.4	97.9	97.9	97.9	98.4	98.9	99.9	100	101.4	102.4	103	103.9	104.4	104	104.4	104	103
																							103
q=U.A.CLTDcorr (Btu/hr)																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1930	1921	1912	1902	1893	1883	1874	1864	1855	1855	1864	1874	1893	1902	1921	1940	1959	1968	1978	1978	1978	1968	1959	1949

Hours	U (Btu/hr.ft ² .°F)	A (ft ²)	TD	Q Floor (Btu/hr)
1	0.343958855	215.3	78.4	5805.321053
2	0.343958855	215.3	77.4	5731.27359
3	0.343958855	215.3	76.4	5657.226128
4	0.343958855	215.3	75.4	5583.178665
5	0.343958855	215.3	75.4	5583.178665
6	0.343958855	215.3	75.4	5583.178665
7	0.343958855	215.3	76.4	5657.226128
8	0.343958855	215.3	78.4	5805.321053
9	0.343958855	215.3	81.4	6027.46344
10	0.343958855	215.3	84.4	6249.605827
11	0.343958855	215.3	87.4	6471.748214
12	0.343958855	215.3	90.4	6693.890602
13	0.343958855	215.3	93.4	6916.032989
14	0.343958855	215.3	94.4	6990.080451
15	0.343958855	215.3	95.4	7064.127914
16	0.343958855	215.3	94.4	6990.080451
17	0.343958855	215.3	93.4	6916.032989
18	0.343958855	215.3	91.4	6767.938064
19	0.343958855	215.3	88.4	6545.795677
20	0.343958855	215.3	86.4	6397.700752
21	0.343958855	215.3	83.4	6175.558365
22	0.343958855	215.3	81.4	6027.46344
23	0.343958855	215.3	80.4	5953.415977
24	0.343958855	215.3	79.4	5879.368515

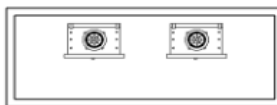
FLOOR		
q=U.A.TD Surabaya= T daily range= 20F		
Hours	peak load DR 20 (°F)	
	ΔT db	TD
1	17	78.4
2	18	77.4
3	19	76.4
4	20	75.4
5	20	75.4
6	20	75.4
7	19	76.4
8	17	78.4
9	14	81.4
10	11	84.4
11	8	87.4
12	5	90.4
13	2	93.4
14	1	94.4
15	0	95.4
16	1	94.4
17	2	93.4
18	4	91.4
19	7	88.4
20	9	86.4
21	12	83.4
22	14	81.4
23	15	80.4
24	16	79.4

Lampiran E. Tabel Perhitungan Beban Pendinginan Infiltrasi Bulan Januari

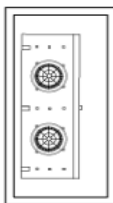
Infiltrasi Cold Storage							peak load DR 20 (°F)			
Hour	Tr (F)	TD (F)	CFM	AW	qs (Btu/hr)	ql (Btu/hr)	Hours	ΔT db	TD	Twb
1	-4	78.4	15	0.0246	1293.6	1785.96	1	17	78.4	65.00
2	-4	77.4	15	0.0243	1277.1	1764.18	2	18	77.4	65.00
3	-4	76.4	15	0.0241	1260.6	1749.66	3	19	76.4	65.00
4	-4	75.4	15	0.0238	1244.1	1727.88	4	20	75.4	65.00
5	-4	75.4	15	0.0238	1244.1	1727.88	5	20	75.4	65.00
6	-4	75.4	15	0.0238	1244.1	1727.88	6	20	75.4	65.00
7	-4	76.4	15	0.0241	1260.6	1749.66	7	19	76.4	65.00
8	-4	78.4	15	0.0246	1293.6	1785.96	8	17	78.4	65.00
9	-4	81.4	15	0.0253	1343.1	1836.78	9	14	81.4	65.00
10	-4	84.4	15	0.026	1392.6	1887.6	10	11	84.4	65.00
11	-4	87.4	15	0.0268	1442.1	1945.68	11	8	87.4	65.00
12	-4	90.4	15	0.0275	1491.6	1996.5	12	5	90.4	65.00
13	-4	93.4	15	0.0282	1541.1	2047.32	13	2	93.4	65.00
14	-4	94.4	15	0.0285	1557.6	2069.1	14	1	94.4	65.00
15	-4	95.4	15	0.0287	1574.1	2083.62	15	0	95.4	65.00
16	-4	94.4	15	0.0285	1557.6	2069.1	16	1	94.4	65.00
17	-4	93.4	15	0.0282	1541.1	2047.32	17	2	93.4	65.00
18	-4	91.4	15	0.0277	1508.1	2011.02	18	4	91.4	65.00
19	-4	88.4	15	0.027	1458.6	1960.2	19	7	88.4	65.00
20	-4	86.4	15	0.0265	1425.6	1923.9	20	9	86.4	65.00
21	-4	83.4	15	0.0258	1376.1	1873.08	21	12	83.4	65.00
22	-4	81.4	15	0.0253	1343.1	1836.78	22	14	81.4	65.00
23	-4	80.4	15	0.025	1326.6	1815	23	15	80.4	65.00
24	-4	79.4	15	0.0248	1310.1	1800.48	24	16	79.4	65.00

Lampiran F. Layout Peletakan Evaporator pada Cold Storage

LAYOUT COLD STORAGE



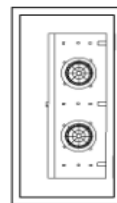
DINDING UTARA



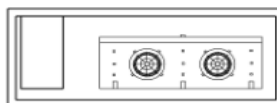
DINDING BARAT



LANTAI



DINDING TIMUR



DINDING SELATAN

BIODATA PENULIS



Nama Lengkap Penulis Canny Cado Dwi Putri Ayu. Dilahirkan di Pamekasan pada tanggal 11 Februari 1995. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Dharma Wanita (1999-2001), SDN Bulay II (2001-2004), SDN Barurmbat Kota II (2004-2007), SMPN 2 Pamekasan (2007-2010), SMAN 1 Pamekasan (2010-2013). Penulis melanjutkan pendidikan kuliah di Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur SNMPTN Undangan.

Penulis memilih bidang studi Konversi Energi di Laboratorium Rekayasa Termal Jurusan Teknik Mesin. Dalam bidang akademik, penulis aktif menjadi asisten dosen mata kuliah Perpindahan Panas dan Elemen Mesin I, asisten praktikum perpindahan panas, serta asisten praktikum Mesin Fluida Inkompresibel.

Penulis berperan aktif dalam bidang organisasi internal Teknik Mesin, HMM (Himpunan Mahasiswa Mesin) sebagai staff Departemen (2014-2015) serta sekretaris Departemen (2015-2016) PPIM (Pengembangan Profesi dan Ilmiah Mahasiswa). Penulis juga aktif mengikuti berbagai macam seminar dan pelatihan untuk meningkatkan *softskill*. Untuk semua informasi serta masukan dapat menghubungi penulis melalui email cannycado.dpa@gmail.com.